



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

**KONSTRUKCE HYDROSTATICKÉHO ULOŽENÍ
DIVADELNÍ TOČNY**

DESIGN OF HYDROSTATIC BEARING FOR THEATER TURNTABLE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jan Foltýn

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Petr Svoboda, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav konstruování
Student: **Bc. Jan Foltýn**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Konstrukční inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Petr Svoboda, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Konstrukce hydrostatického uložení divadelní točny

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V současné době existuje několik konstrukcí, které jsou spojeny s vývojem divadelních scénografických točen. Nejčastěji se jedná o točny s vestavěnými stoly, které jsou založeny na pojezdově–vodicím systému, kde jsou pojezdová kola pevně spojena s otáčející se konstrukcí točny. Tyto koncepce mají řadu nevýhod, a to především z hlediska složitosti montáže, vysokého vyzařování hlukových emisí při chodu točny a z hlediska značné energetické náročnosti pohonu. Z pohledu požadavků zákazníků a uživatelů je cílem inovací v této oblasti především odstranění jmenovaných předmětných technických nevýhod.

Typ práce: vývojová – konstrukční
Výstup práce: publikační výsledek (J, D)
Projekt: TAČR

Cíle diplomové práce:

Hlavním cílem práce je konstrukce hydrostatického uložení v měřítku 1:10, které umožní energeticky účinné polohování točny o průměru otáčení 2 m s přenášenou hmotností až 40 t.

Dílčí cíle diplomové práce:

- analyzovat problém a provést bibliografickou rešerši existujících řešení,
- vypracovat koncepční návrhy možných řešení,
- konstrukční návrh s výrobní dokumentací,
- návrh technologie výroby.

Požadované výstupy: průvodní zpráva, výkresy součástí, výkres sestavení, digitální data.

Rozsah práce: cca 72 000 znaků (40 – 50 stran textu bez obrázků).

Časový plán, struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

<http://ustavkonstruovani.cz/texty/magisterske-studium-ukonceni/>

Seznam doporučené literatury:

LIMING, Z., L. YONGYAO, W. ZHENGWEI, L. XIN a X. YEXIANG. A review on the large tilting pad thrust bearings in the hydropower units. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2017, 69(2016), 1182-1198. ISSN 13640321.

LIU, Z., Y. WANG, L. CAI, Y. ZHAO, Q. CHENG a X. DONG. A review of hydrostatic bearing system: Researches and applications. Advances in Mechanical Engineering. 2017, 9(10). ISSN 1687-8140.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá problematikou hydrostatických ložisek. Cílem bylo navrhnout konstrukci testovacího zařízení axiálního hydrostatického ložiska. Axiální hydrostatické ložisko bylo podrobeno výpočtu a navrženo s ohledem na funkci testeru. Konstrukce testovacího zařízení byla dále podložena výpočty hlavních částí spolu s MKP analýzami. Návrh provázelo též seznámení s hydraulickou částí hydrostatického ložiska, které probíhalo na konzultacích s Bosch Rexroth. Cíl práce, návrh testovacího zařízení v měřítku 1:10, byl splněn. Následující výsledky z testů hydrostatického ložiska umožní zavést nové postupy do výroby točen, uložených na hydrostatickém ložisku. Zkoumání provozních stavů a dovolených montážních nepřesností umožní též snížit výrobní nároky na uložení ložiska.

KLÍČOVÁ SLOVA

hydrostatické ložisko, divadelní točna, výpočet hydrostatického ložiska

ABSTRACT

This thesis deals with the issue of hydrostatic bearings. The aim was to design a test rig for an axial hydrostatic bearing. The axial hydrostatic bearing was calculated and designed with respect to the function of the tester. The construction of the test equipment was further supported by calculations of the main parts together with FEM analyses. The design was also accompanied by an introduction to the hydraulic parts of the hydrostatic bearing, which took place in consultation with Bosch Rexroth. The aim of the work, the design of a test device in a scale of 1:10, was completed. The following results from hydrostatic bearing tests will allow the introduction of new procedures in the production of turntables mounted on a hydrostatic bearing. Examination of operating conditions and permissible assembly inaccuracies will make it possible to reduce the production requirements for bearing mounting.

KEYWORDS

hydrostatic bearing, theatre revolving stage, calculation of hydrostatic bearing

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

FOLTÝN, Jan. *Konstrukce hydrostatického uložení divadelní točny* [online]. Brno, 2021 [cit. 2021-05-10]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/131965>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí práce Petr Svoboda.

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat své rodině za velkou podporu při studiu a psaní této práce. Dále bych chtěl poděkovat vedoucímu své diplomové práce doc. Ing. Petru Svobodovi, Ph.D. za ochotu, odborné vedení a cenné rady. Také bych chtěl poděkovat Ing. Michalu Michalcovi a Ing. Vojtěchovi Polnickému za konzultace výpočtu hydrostatického ložiska a konstrukčního řešení točny. V neposlední řadě bych pak chtěl poděkovat Ing. Jiřímu Tlustošovi z Bosch Rexroth za cenné informace ohledně hydraulického okruhu.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením doc. Ing. Petra Svobody, Ph.D. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Podpis autora

OBSAH

1	ÚVOD	15
2	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	16
2.1	Hydrostatická ložiska	16
2.1.1	Výhody a nevýhody HS ložisek	17
2.1.2	Princip činnosti	17
2.1.3	Vývoj v oblasti hydrostatických ložisek	18
2.1.4	Typy a konfigurace	20
2.1.5	Provozní stavy hydrostatických ložisek	22
2.1.6	Materiály kluzných ložisek	22
2.2	Maziva	23
2.3	Kompenzační prvky	25
2.3.1	Přímý systém dodávání maziva	26
2.3.2	Kompenzační systém dodávání maziva	27
2.4	Příklady konstrukcí HS ložisek	31
2.4.1	Magellanovy teleskopy	31
2.4.2	Ložisko magnetického analyzátoru	33
2.4.3	Ložiska obráběcích stolů Zollern	34
2.4.4	Nastavování kapsy vůči nepřesnostem běhounu	35
2.5	Patentová řešerše HS ložisek	37
2.6	Hydraulický systém	42
2.6.1	Prvky hydraulického systému	43
2.6.2	Měření základních veličin hydraulického obvodu	51
2.7	Řízení rotace ložiska	54
2.7.1	Pohon	54
2.8	Způsoby zatěžování	57
3	ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	59
3.1	Analýza problému	59
3.2	Analýza a zhodnocení řešerše	60
3.3	Cíl práce	61
4	KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ	62
4.1	Metodika návrhu ložiska	62

4.1.1	Výpočet geometrie kapsy	63
4.1.2	Metody určování součinitelů	64
4.2	Koncepční návrhy testeru	67
4.2.1	Koncepty axiálního hydrostatického ložiska	67
4.2.2	Koncepční návrhy hydraulického obvodu	70
4.2.3	Koncepční návrhy pohonu točny	73
4.2.4	Koncepční návrhy zatěžování	74
5	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	76
5.1	Technologie výroby	76
5.2	Návrh hydrostatické jednotky	77
5.2.1	Výpočet hydrostatického ložiska	77
5.2.2	Kapsa	81
5.2.3	Rozváděcí blok	83
5.2.4	Ložisková část hydrostatické jednotky	84
5.2.5	Návrh uložení kapsy a bloku	85
5.3	Návrh hydraulického systému	88
5.3.1	Nádrž a čerpadlo	88
5.3.2	Akumulace	90
5.3.3	Větev ložiska	91
5.3.4	Odpadní větev	93
5.4	Návrh běhounu a pohonu	94
5.4.1	Návrh běhounu	95
5.4.2	Výpočet pohonu	99
5.5	Návrh zatěžování točny	105
5.5.1	Návrh zátěžného rámu	108
5.5.2	Přenos zatížení na rotující běhoun	109
5.6	Návrh funkce a měření	113
6	DISKUZE	115
7	ZÁVĚR	117
8	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	118
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	121
9.1	Použité symboly	121
9.2	Použité zkratky	125

10	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	126
11	SEZNAM TABULEK	131
12	SEZNAM PŘÍLOH	132
12.1	Výkresy	132
12.2	Schémata	132
12.3	Tabulky	132
12.4	Katalogy	132

1 ÚVOD

Divadelní točny jsou jedním ze základních scénických prvků, které slouží k horizontální změně hrací plochy v průběhu představení. Točna je součástí podlahy jeviště. V některých případech je možné vyjmout podlahové panely a tím docílit prostoru pro zvedací mechanismy umožňující vertikální proměny [1].

V současnosti se uložení točen řeší převážně pojezdovou dráhou, po které se pohybuje těleso točny na velkém počtu kol (patrné na obr. 1-1). Ta jsou poháněna nejčastěji elektromotorem. Toto řešení se potýká s problémy spojenými s obtížnou montáží, ustavováním a servisem pojezdu, spolehlivostí, a především s velkou hlučností při chodu točny. Další nevýhodou tohoto konstrukčního řešení je značná energetická náročnost. V této práci byla snaha výše popsané nedostatky eliminovat vhodně navrženým hydrostatickým ložiskem.



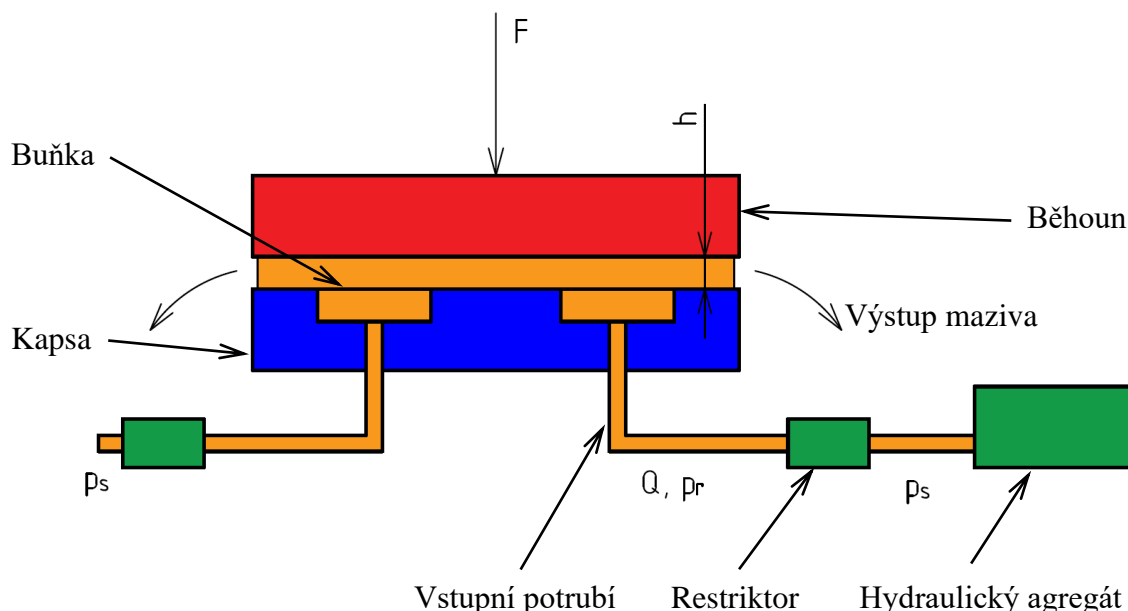
obr. 1-1 Točna Městského divadla v Karlových Varech realizovaná pojezdovou dráhou [2].

Návrh uložení točny se úzce pojí s problematikou uložení točen opravárenských dep drážních vozidel a rozměrných obráběcích strojů. Uložení točen obecně obsahuje jak radiální, tak axiální ložisko. Bližší specifikace této práce se zaměřuje pouze na návrh axiálního uložení hydrostatickým ložiskem. Ve výše popsaných případech použití se hydrostatické ložisko konstruuje pro tu či onu aplikaci zvlášť. Tato práce by měla nabídnout obecnější vhled na návrh rozměrných hydrostatických ložisek.

Náplní práce je návrh modelové konstrukce axiálního hydrostatického ložiska o průměru 2 metry. Při návrhu se musí brát v úvahu, že výsledné ložisko je v měřítku 1:10 vůči reálné aplikaci. Pro zmenšené ložisko by bylo možné během výroby vyrobit z jednoho kusu. U reálného ložiska, které může dosahovat v průměru až 20 metrů, to již možné není. Testovací ložisko bude zahrnovat všechny konstrukční, technologické a montážní náležitosti, které vyžaduje návrh reálného ložiska.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

Návrh hydrostatického ložiska je komplexní úlohou, která se dá rozdělit na uzel ložiska a uzel hydraulického obvodu. Na obr. 2-1. je zobrazeno schéma axiálního hydrostatického ložiska a jeho součástí. Tyto prvky a problematika s nimi spojená zde bude podrobně popsána.



obr. 2-1 Schéma částí hydrostatického ložiska.

2.1 Hydrostatická ložiska

Oproti hydrodynamickým (dále HD) ložiskům, kde je tlak maziva generován uvnitř ložiska, je potřeba hydrostatická (dále HS) ložiska napájet tlakovým mazivem z externího zdroje – hydrogenerátoru. U HS ložisek kompletně odděluje film mazací tekutiny (oleje) kluzné povrchy při všech rychlostech. Pokud je dodávka maziva nepřetržitá, oddělení kluzných povrchů je možno i při nulové rychlosti. Tím je možno vyřešit problém s opotřebením při malých rychlostech u HD ložisek [3]. Je též možné docílit nízkých součinitelů tření, což umožňuje i těžkým strojům provádět pohyb (rotace, translace) bez větší námahy. Hydrostatická ložiska pracují s relativně tlustým mazacím filmem [4]. Používají se pro precizní mechanismy i pro velké a těžké stroje. Často jsou používána v aplikacích s nízkou rychlostí otáčení [4]. Jsou však ekonomicky náročnější než např. HD ložiska a to z důvodu požadavku hydraulického systému a větších energetických ztrát od cirkulujícího maziva [3].

2.1.1 Výhody a nevýhody HS ložisek

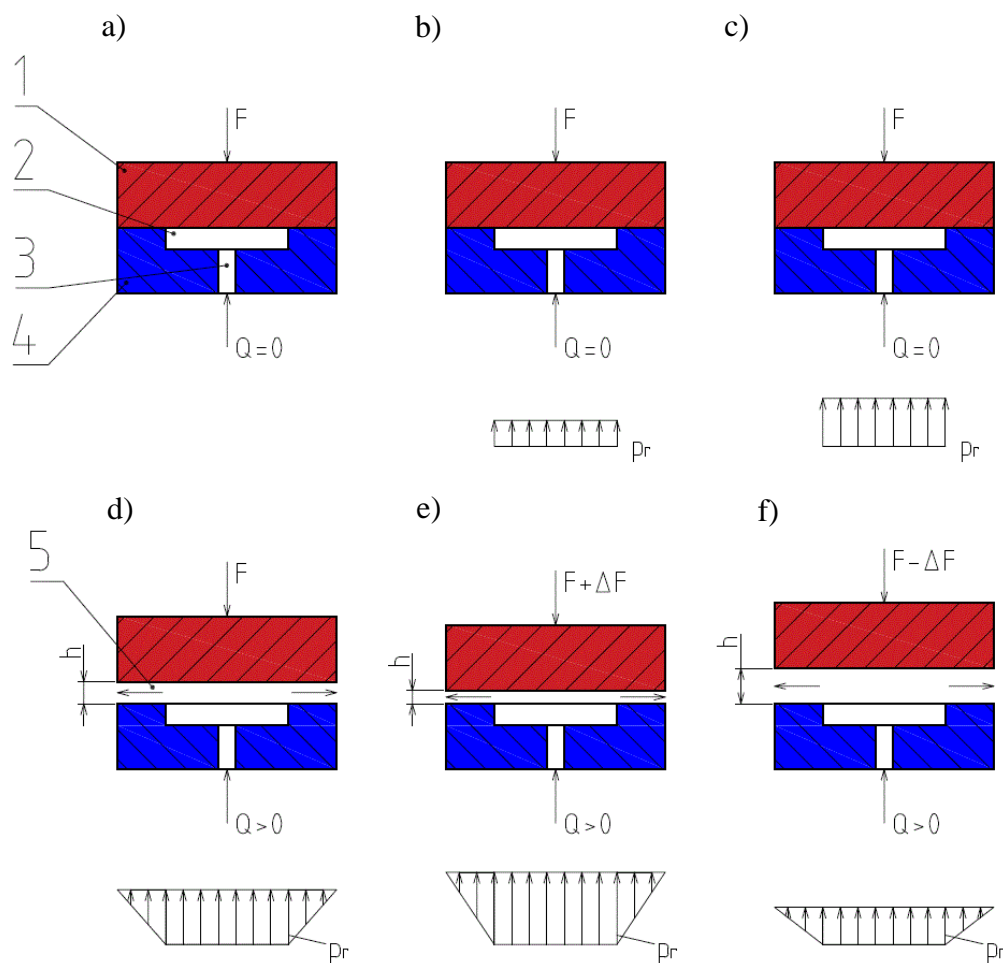
Mezi výhody HS ložisek patří:

- Kluzné plochy jsou kompletně odděleny tekutinovým filmem maziva po celou dobu pro všechny rychlosti, včetně nulové. Z toho důvodu nedochází k opotřebení.
- Mají vysokou tuhost v porovnání s HD ložisky. Vysoká tuhost je potřeba ve vysokorychlostních aplikacích, kdy je potřeba minimalizovat vibrace, což je základní vlastnost pro precizní stroje.
- HS ložiska pracují s tlustým mazacím filmem, který snižuje nároky na přesnost výroby ložiska (v porovnání s HD ložisky)
- Neustálá cirkulace maziva brání přehřátí ložiska
- Olej prochází přes filtry a teprve potom přes kluzné povrchy. Prach a jiné nečistoty jsou odstraněny a nepoškozují ložisko. To je výhoda v prašném prostředí [3]
- Koeficient tření, potřebný výkon pohonu a teplota maziva jsou obvykle nízké
- Ložisko samotné má dlouhou životnost. Náhylnější na poruchy je hydraulický systém [5]
- Výpočet HS ložiska je jednodušší v porovnání s HD ložiskem, jelikož okrajové podmínky jsou jasně definované [6]

Největší nedostatek HS ložisek spočívá v nutnosti použít hydraulický systém spolu s relevantními ovládacími a bezpečnostními prvky. U rozměrných ložisek je dalším problémem nedostatečná přesnost výroby.

2.1.2 Princip činnosti

Na obr. 2-2 je znázorněn princip funkce axiálního HS ložiska s konstantním průtokem. Buňka ložiska (2), která je vytvořena v kapse (4), je napájena přes vtokový otvor (3) tlakovým mazivem z hydrogenerátoru. Běhoun (1) je zatížen silou F , která je patrná v situaci a). Jakmile je spuštěn tlakový zdroj, tlak v buňce začíná narůstat b) až do hodnoty tlaku potřebného k zvednutí břemene c). Tato hodnota tlaku je dána $p = F/S$, kde S je promítnutá plocha buňky ve směru kolmém na zatížení. V tomto momentu dojde k oddělení kluzných povrchů a utvoření mazacího filmu. Ložiskem začne protékat tlakové mazivo d). Při průchodu maziva mezerou (5) dochází k poklesu tlaku maziva a následně k výtoku a návratu do nádrže. Různé zatížení vede k různým hodnotám tlaku v buňce p_r a tloušťkám mazacího filmu h [6].

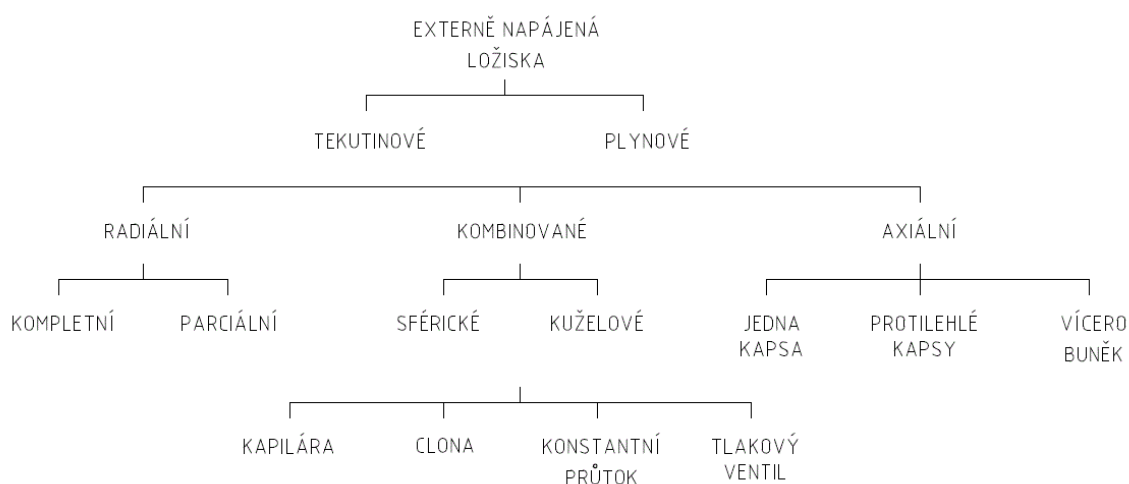


obr. 2-2 Princip hydrostatického ložiska: tlakové průběhy v axiálním ložisku [6].

2.1.3 Vývoj v oblasti hydrostatických ložisek

Girard [7] představil princip HS ložiska v roce 1851. Ložiska s tlakovou vodou sloužila v aplikacích pro kolejovou dopravu. Představení vynálezu se konalo v roce 1878 na Průmyslové výstavě v Paříži. V roce 1917 lord Rayleigh [7] popsal jednoduché axiální hydrostatické ložisko a sestavil rovnice pro zatížení, objemový průtok a kroutící moment. Též sestavil model ložiska poháněného vodou. V roce 1923 Hodgekinson [7] patentoval HS ložisko s širokými buňkami a mazivem dodávaným za konstantního tlaku přes restriktory. Tento vynález umožňoval napájet více buněk z jednoho zdroje. V roce 1938 bylo nainstalováno hydrostatické ložisko v Kalifornské astronomické observatoři. Toto ložisko přenášelo zatížení 500 tun od optického teleskopu. Provozní podmínkou byla nízká rychlost otáčení (1 ot/den) [5].

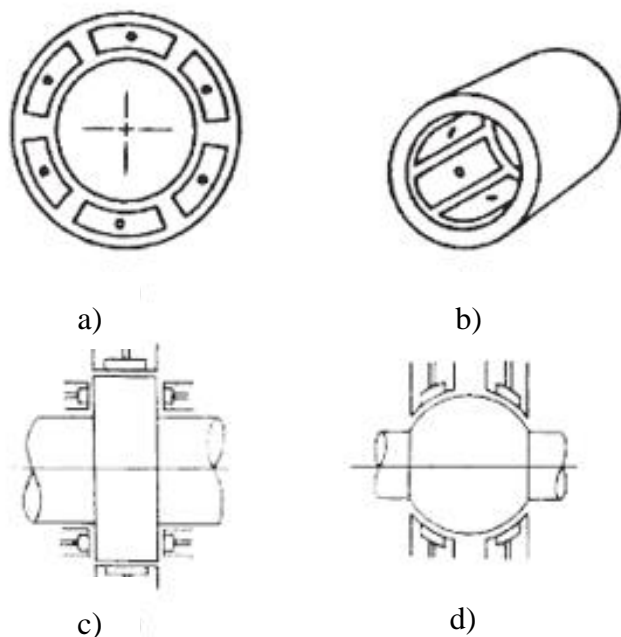
Francouzský inženýr P. Gerard [7] (nezaměňovat s Girard) vynalezl radiální ložisko s konstantním tlakem v roce 1945. V roce 1948 jej úspěšně použil pro uložení vřetene ve strojích vlastní výroby (Gerard Grinding Machine). V následujících letech se technologie konstantního tlaku vyvíjela a expandovala. V Číně výzkum této metody začal v 60. letech, a to převážně profesory Chen a Wu z Pekingské univerzity letectví a kosmonautiky. Výzkumný institut Guangzhou pro obráběcí stroje se zabýval vývojem axiálních ložisek od 70. let a hydrostatická ložiska zařadil do svých strojů díky širokému spektru vlastností [5]. Literární prameny ukazují, že základní mechanické zákonitosti a principy HS ložisek byly popsány do roku 1971. Od tohoto roku dále se výzkum zaměřuje převážně na chování různých konfigurací ložisek dle obr. 2-3.



obr. 2-3 Dělení hydrostatických ložisek [7].

2.1.4 Typy a konfigurace

Hydrostatická ložiska se mohou dle přenášeného zatížení rozlišovat na radiální, axiální a ložiska přenášející kombinaci radiálního a axiálního zatížení. Na obr. 2-4 jsou znázorněny příklady vybraných hydrostatických ložisek. Pozice a) znázorňuje typické axiální ložisko a pozice b) radiální ložisko. Dále c) kombinované ložisko a d) sférické ložisko. Všechna ložiska musí být vybavena jednou nebo více buňkami, jejichž hloubka je několikrát větší než tloušťka mazacího filmu.

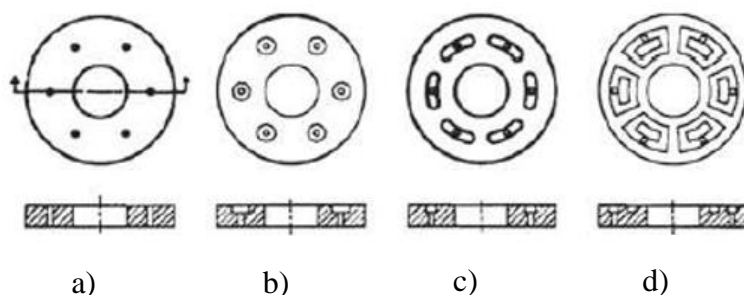


obr. 2-4 Příklady druhů hydrostatických ložisek: a) axiální s více buňkami; b) radiální ložisko; c) kombinované; d) sférické [4].

Tlakový olej je přiváděn do ložiska buď přímo z hydrogenerátoru, nebo přes kompenzační prvek jako je například kapilára (*capillary*) nebo clona (*orifice*). V závislosti na aplikaci je použita jedna nebo více kapes (*pad*) s buňkami (typicky čtyřmi až šesti u radiálního ložiska). Pomocí restriktorů [4] je možno dodávat do buněk různý tlak a tím přenášet asymetrické zatížení. Pokud jsou použity restriktory, stačí jeden zdroj (hydrogenerátor) k napájení více buněk. Bez restriktorů je potřeba separátní zdroj s konstantním dodávaným průtokem maziva pro každou buňku.

Axiální ložiska - vícebuňková

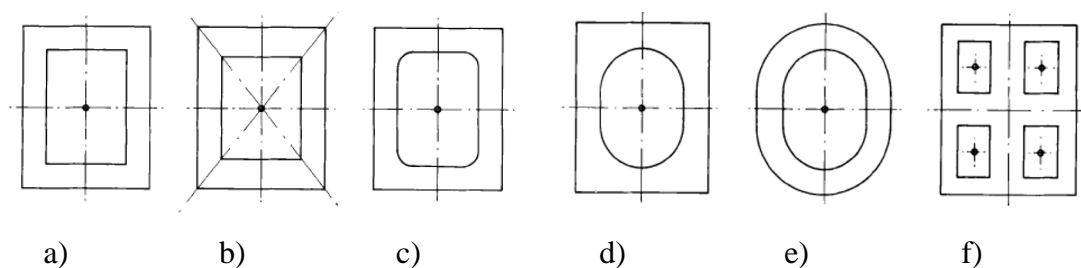
Kruhová axiální ložiska dle obr. 2-5 dokáží přenášet velká zatížení i s dostatečnou benevolencí k výrobním nepřesnostem [4]. Na pozici a) je znázorněno ložisko s několika vtokovými kanály bez buněk, často označované též s kompenzovaným filmem. Toto rozvržení nabízí nejmenší hodnoty únosnosti [4]. Konfigurace s buňkami tvaru mezikruží naopak nabízí nejvyšší hodnoty únosnosti (tuhosti). Obecně platí, že s větší plochou buňky se zlepšuje tlumení a s větším počtem buněk se zvyšuje tuhost a únosnost [4]. Při porovnávání stability uložené hmoty mají střední stabilitu (i tuhost) ložiska b) a c). U HS ložisek s více buňkami je možno tyto buňky oddělit tzv. vybíjecí drážkou. Její význam spočívá v oddělení jednotlivých buněk a tím k zamezení jejich vzájemného ovlivňování.



obr. 2-5 Kruhová axiální ložiska: a) s kompenzovaným filmem; b) s kruhovými buňkami; c) s drážkovými buňkami; d) s buňkami tvaru mezikruží [4].

Axiální ložiska – vícekapsová

Jak název napovídá, ložisko je tvořeno z většího počtu kapes nezávislých na sobě. Kapsy těchto ložisek mohou mít tvar kruhový, obdélníkový, nebo tvar výseče z mezikruží. Několik příkladů obdélníkových kapes je znázorněno na obr. 2-6.



obr. 2-6 Obdélníkové kapsy: a) stejná šířka kluzné plochy; b) rozdílná šířka kluzné plochy; c) d) e) se zaoblenými rohy; f) kapsa s více buňkami [6].

2.1.5 Provozní stavy hydrostatických ložisek

Klidový stav

Do ložiska není dodáváno tlakové mazivo dle situace na obrázku 2-4 a). Kluzné plochy na sebe dosedají. Ložisko může být zatíženo. Tlak v dosednutých kluzných plochách však nesmí překročit dovolenou hodnotu tlaku, která je dána materiálem kluzných ploch.

Uvedení do provozu

Hydrogenerátor je spuštěn (obr. 2-2 b), c). Do buněk je přivedeno tlakové mazivo. Tloušťka maziva h je seřizena na základě hydraulického systému (konstantní tlak x konstantní průtok).

Rozběh a doběh ložiska

Děje se za kompletního oddělení kluzných povrchů vrstvou maziva. Nedochází ke kontaktu a opotřebení kluzných povrchů.

Normální provoz

Důležitý stav, ve kterém bude ložisko většinu životnosti (obr. 2-2 d), e), f). Po celou dobu musí plnit požadované náležitosti, jako např. únosnost, tuhost a tlumení vibrací.

Havarijní stav

Jedna z možných příčin havarijního stavu je přerušení dodávky tlakového maziva do buněk ložiska. Pokud už k havárii dojde, musí být ložisko schopné odolat poškození, či zadření (vhodný povlak kluzných ploch). Případně je možné použít akumulátor v hydraulickém systému, který dokáže při výpadku hydrogenerátoru krátce dodávat tlakové mazivo [8]. Tento čas je pak využit k doběhu a bezpečnému dosednutí kluzných ploch.

2.1.6 Materiály kluzných ložisek

Požadované vlastnosti u ložiskového materiálu jsou odolnost proti zadírání, přízpůsobivost a jímavost tvrdých částic, zatížitelnost, únavová pevnost, korozivzdornost a otěruvzdornost. Hlavní skupiny ložiskových materiálů tvoří cínové a olověné slitiny, slitiny mědi s cínem nebo olovem, hliníkové slitiny, litina a plasty [9]. V kapitole 2.1.5, kde jsou rozebrány provozní stavy ložiska, je uvažováno se situacemi, kdy bude na materiálu kluzných ploch velmi záležet. Pro potřeby výpočtu je v příloze uvedena tabulka materiálových charakteristik používaných ložiskových materiálů. Tolerance kluzných ploch u ložisek pracujících v oblasti kapalinového tření se volí z třídy přesnosti IT 5 až IT 7 [9].

2.2 Maziva

V hydrostatickém ložisku se využívá tekutých maziv, přesněji pak minerálních olejů. Minerální olej je výsledkem destilace a rafinace ropy a skládá se z uhlovodíků.

Viskozita

Reprezentuje odpor proti tečení kapaliny. Při výběru maziva pro zadanou situaci je třeba viskozitu zvážit jako nejdůležitější parametr, a to z toho důvodu, že se mění s teplotou. Viskozita kapaliny klesá se zvyšující se teplotou. Maziva jsou dle ISO rozdělena do tříd podle viskozity (tab. 2-1). Referenční viskozita je měřena pro teplotu 40 °C [6].

tab. 2-1 Rozdělení průmyslových maziv dle viskozity [6].

Identifikace	Střední hodnota viskozity při 40 °C (mm ² /s)	Kinematická viskozita při 40 °C (mm ² /s)	
		Min	Max
ISO VG 5	4,6	4,14	5,06
ISO VG 7	6,8	6,12	7,48
ISO VG 10	10	9,0	11,0
ISO VG 15	15	13,5	16,5
ISO VG 22	22	19,8	24,2
ISO VG 32	32	28,8	35,2
ISO VG 46	46	41,4	50,6
ISO VG 68	68	61,2	74,8
ISO VG 100	100	90,0	110
ISO VG 150	150	135	165
ISO VG 220	220	198	242

Viskozita maziva se dále zvyšuje s rostoucím tlakem. V hydrostatickém systému se však zavádí okrajová podmínka, že viskozita je konstantní s tlakem [6].

Provozní teplota

U kluzných ložisek, která pracují v oblasti kapalinového tření, je třeba mazivo v mazací soustavě teplotně upravovat. Důvodem je bezpečný rozběh [10]. Nejvyšší provozní teplota ložiska je dána nejvyšší trvale přípustnou teplotou použitého maziva.

Tloušťka maziva

Za ideálních podmínek (ideálně rovné a hladké kluzné plochy) stačí minimální tloušťka maziva. V praxi však kluzné plochy nejsou ani ideálně rovné, ani ideálně hladké. Mimo jiné se navíc za provozu deformují vlivem mechanického a tepelného namáhání [10]. Proto tloušťka mazací vrstvy nesmí klesnout pod určitou kritickou hodnotu, která ještě dovoluje provoz v oblasti kapalinového tření. Hodnota minimální tloušťky maziva závisí na přesnosti montáže a velikosti kluzných ploch.

Značení olejů

Označení maziva se skládá z písmenného kódu a čísla reprezentujícího viskozitu oleje. Značení je ošetřeno normou DIN 51 502. V tab. 2-2 a tab. 2-3 jsou uvedeny vybrané druhy olejů vhodné pro HS ložiska a postup tvorby jejich značky [11].

tab. 2-2 Tabulka pro první písmeno: zařazení oleje podle hlavního způsobu využití dle DIN 51 502 (výběr) [11].

Oblast použití	Typové označení	Symbol skupiny
Vřetena, ložiska	Vřetenové oleje, ložiskové oleje s přísadami	C
Kluzná vedení	Oleje pro kluzná vedení, oleje pro vodící plochy	CG
Hydraulické systémy	Hydraulické oleje, hydraulické kapaliny s omezenou hořlavostí	H, HV, HF

tab. 2-3 Tabulka pro následující písmeno: zušlechťující přísady [11].

Vedlejší označení	Druh maziva
D	Mazací oleje, které mají čistící přísadu
E	Oleje, které se používají ve směsi s vodou
F	Mazací prostředky, které obsahují tuhé mazivo (např. grafit)
L	Maziva zušlechtěná přísadou proti korozi (antioxidační)
M	Emulgační kapalina na bázi ropného oleje
S	Emulgační kapalina na syntetické bázi
P	Maziva s vysokotlakými, protiotěrovými a protizadíracími přísadami

Hydrostatická ložiska teoreticky spadají svojí funkcí do všech tří skupin v tab. 2-2. Současným podmínkám vyhovují hydraulické oleje, a to kvůli nutnosti použít složitý hydraulický systém. Následující tab. 2-4 obsahuje užší rozdělení hydraulických olejů.

tab. 2-4 Rozdělení hydraulických olejů (výběr) [11].

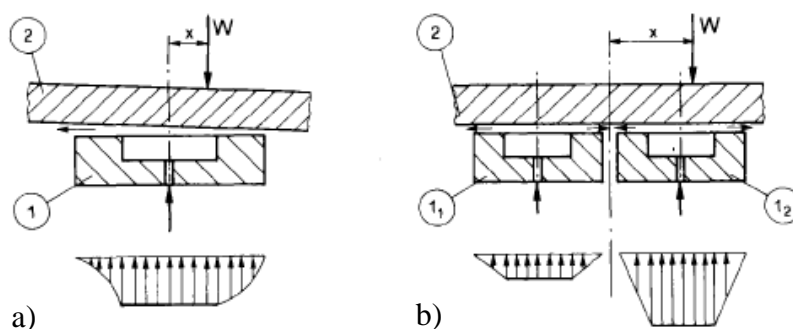
Hydraulický olej	Charakteristika	Použití
H	Rafinovaný ropný olej bez aditiv	Starší hydraulické systémy (-10 až 90 °C)
HL	Rafinovaný ropný olej se zlepšenou ochranou proti korozi a oxidaci	Zatížené HS pohony, včetně požadavku na dobrou separaci vody (-10 až 90 °C)
HLP	Oleje HL + aditiva snižující opotřebení	Obecně hydraulické systémy se silně zatíženými součástmi a požadavkem na separaci vody (-20 až 90 °C)
HVLP	Oleje typu HLP s přísadou pro lepší teplotně-viskózní vlastnosti	HS pohony např. ve stavebním a mobilním zařízení (-35 až 120 °C)
HFC	Vodné roztoky polymerů s podílem vody > 35 %	Hydrostatické pohony v průmyslu a v dolech (-20 až 60 °C)
HFD U	Bezvodné syntetické kapaliny na jiné bázi	HS pohony, průmyslové hydrauliky (-35 až 90 °C)

2.3 Kompenzační prvky

Na obr. 2-7 a) je znázorněna situace, kdy zatížení působí v ose ložiska. V tomto případě ložisko s jednou kapsou dostačuje. Pokud se však zatížení změní na excentrické, jako je tomu na obr. 2-7 b), došlo by u jednoduchého ložiska k vychýlení běhounu a v nejhorším případě ke kolizi běhounu a kapsy. K této kolizi nedojde, pokud jsou splněny dvě podmínky:

- Jsou použity 2 a více kapes
- Hydraulický systém umožňuje dodávat do těchto kapes rozdílný tlak [6]

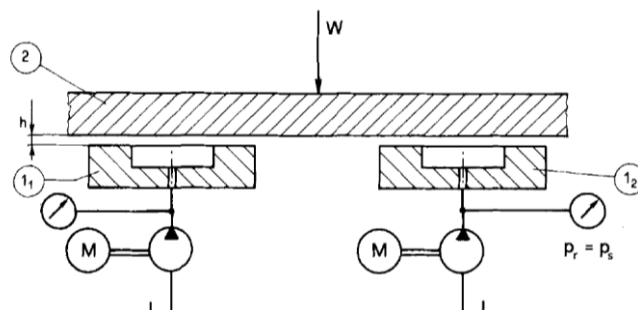
Druhý bod lze splnit použitím jednotlivých hydrogenerátorů pro každou buňku anebo použitím jednoho hydrogenerátoru a restriktorů.



obr. 2-7 Působení excentrického zatížení na a) ložisko s jednou kapsou; b) na ložisko s více kapsami [6].

2.3.1 Přímý systém dodávání maziva

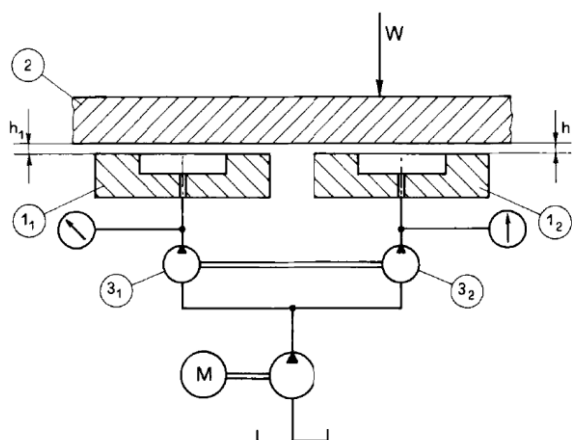
V tomto případě se nejedná o situaci, kdy by byly použity kompenzační prvky. Přímý dodávací systém je však jednou z možností dodávky maziva, jejíž použití může být zvažováno.



obr. 2-8 Systém s konstantním průtokem: jeden hydrogenerátor = jedna kapsa [6].

Na obr. 2-8 je zobrazen přímý systém. Pokud jsou ztráty v potrubí zanedbány, tlak v každém hydrogenerátoru je stejný jako tlak v buňce. Pro známý průtok Q a mazivo o viskozitě η je tloušťka filmu h závislá na tlaku v buňce p_r . Jelikož $Q = konst.$, jakmile dojde ke zvýšení zatížení W , tloušťka h se zmenší a tlak p_r se zvýší. Pokud bude zatížení excentrické (např. síla bude působit blíže ke kapse 1_2), tlak se zvýší v 1_2 a naopak sníží v 1_1 . Omezující vliv na tuhost má výkon motoru a maximální tlak v potrubí.

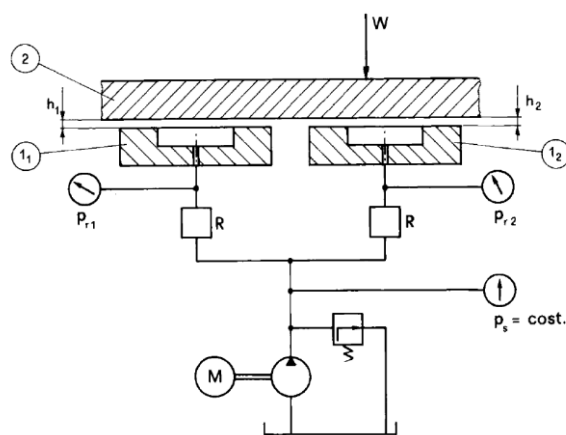
Tento systém je velmi efektivní. Limitem je narůstající cena za hydrogenerátor a motor pro každou kapsu. Ten se dá omezit vhodným rozvržením HS ložiska. Jedno z nich je patrné na obr. 2-9. Jedná se o případ, kdy hlavní hydrogenerátor napájí více kapes přes rozdělovač průtoku, zkonstruovaný použitím stejného počtu totožných zubových čerpadel [6]. Tato čerpadla jsou propojena hřídelí. Excentrické zatížení W vyvolá pokles tloušťky h_2 v kapse 1_2 a růst tloušťky h_1 v kapse 1_1 . Pokud by byla zubová čerpadla rozdělena, průtok v čerpadle 3_2 by se snižoval, zatímco v čerpadle 3_1 by se zvyšoval. Propojením čerpadel hřídelí se docílí stejných otáček, a tedy i stejného průtoku.



obr. 2-9 Systém s konstantním průtokem: s rozdělovačem průtoku (flow divider) [6].

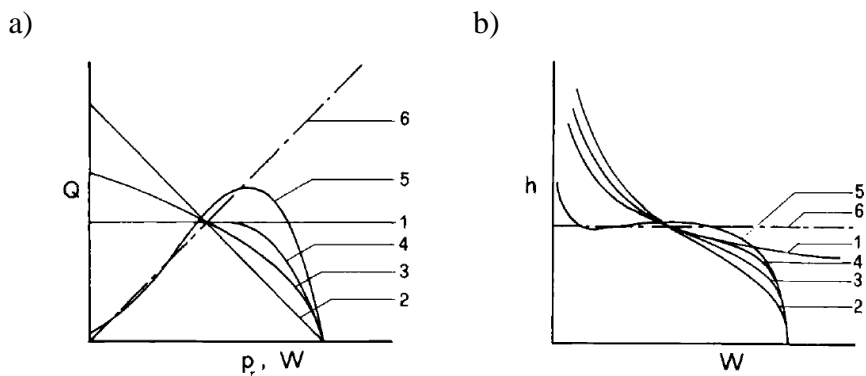
2.3.2 Kompenzační systém dodávání maziva

Obecný hydraulický okruh s kompenzačním systémem je znázorněn na obr. 2-10. Tlakové mazivo protéká z hydrogenerátoru do buňky přes kompenzační prvek neboli restriktor R . Ten může být pevný nebo nastavitelný. V teorii hydraulických systémů jsou nastavitelné restriktory nazývány též škrtící ventily. Tlak dodávaný do pevného restriktoru p_s je udržován na stejné hodnotě pojistným ventilem. Tlak na výstupu z restriktoru p_r je menší než dodávaný tlak p_s v důsledku ztrát při průchodu restriktorem. Ložisko opět přenáší excentrické zatížení W . Mazivo o tloušťce h_2 v kapse 1_2 je stlačeno a dojde ke zvýšení hydraulického odporu. Jelikož dodávaný tlak maziva p_s je konstantní, klesne průtok Q . Ten klesá tak dlouho, dokud nedojde k vyrovnání tlaku za restriktorem a ustálení na hodnotě silové rovnováhy [6]. Opačná situace se děje v odlehčené kapse 1_1 .



obr. 2-10 Systém s konstantním tlakem: jeden restriktor = jedna kapsa [6].

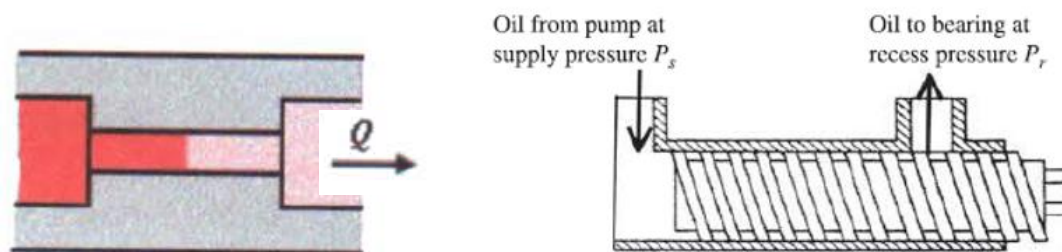
Závislost průtoku na tlaku (zatížení) a závislost tloušťky mazací mezery na zatížení typických restriktorů je zobrazena na obr. 2-11. Ideální restriktor by dokázal dodávat průtok úměrný zatížení. Za těchto okolností by tloušťka mazacího filmu byla konstantní. Pro jistá zatížení se tímto způsobem (nekonečná tuhost) některé restriktory chovají [6].



obr. 2-11 Průtok a) a tloušťka filmu b) vůči zatížení pro různé systémy: 1 - konstantní průtok; 2 - kapilára; 3 - clona; 4 - ventil s konstantním průtokem; 5 - membránový restriktor; 6 - nekonečná tuhost ($h=\text{konst.}$) [6].

Kapilára

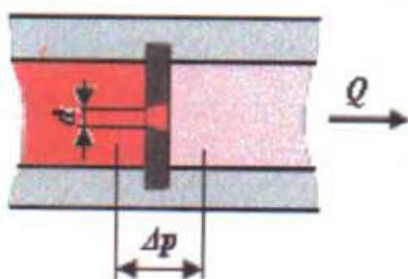
Jednoduchý a relativně levný restriktor. Kapilára je trubice s velkou délkou a s malým průměrem. Čím větší je poměr mezi plochou potrubí a plochou průřezu, tím je větší závislost na viskozitě. Z tohoto tvrzení tedy plyne, že kapiláry mají průtok velmi závislý na viskozitě [12]. Je možné použít kapiláru s nastavitelnou délkou dle obr. 2-12 b) [4].



obr. 2-12 Obrázek: a) schématického řezu clonou [12]; b) nastavitelné kapiláry [4].

Clona

Clony mají tvar tenkého kovového plechu s otvorem. Průměr clony je několikrát větší než tloušťka plechu [13]. Oproti kapilárám je průtok méně závislý na viskozitě. Je to jednoduchý prvek, který má ale jednu velkou nevýhodu. Průtokové charakteristiky clony mohou být velmi jednoduše změněny k horšímu erozivním opotřebením částecí nečistot v mazivu. Musí být kladen důraz na čistotu maziva [14].

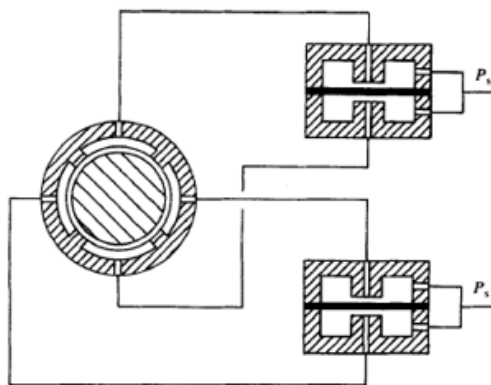


obr. 2-13 Zjednodušený řez clonou [12].

Ložisko s clonou má lepší tuhost než ložisko s kapilárou. Obě však mají mnohem menší tuhost než systém s konstantním průtokem.

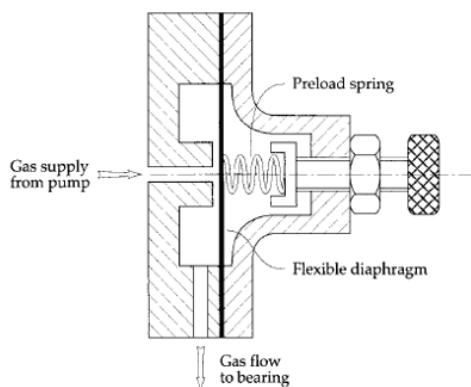
Membránový ventil

Princip Roweho membránového ventilu je takový, že při excentrickém zatěžování se zvýší tlak v jedné buňce a zároveň na odpovídající straně membrány. Ventil je patrný na obr. 2-14. Membrána se touto změnou tlaku vychýlí a umožní přivést více maziva do zatížené buňky. Vychýlení membrány zároveň v druhém směru způsobí snížení průtoku do buňky na odlehčené straně. V nezatížených podmínkách se bude ložisko snažit vystředit bez závislosti na výrobních odchylkách. Odezva systému na zatížení se může upravovat změnou tloušťky membrány nebo změnou dodávaného tlaku maziva. Experimenty ukázaly, že membránový ventil má rychlejší odezvu než předešlé jednoduché prvky a snese o 10 - 15 % větší zatížení [7].



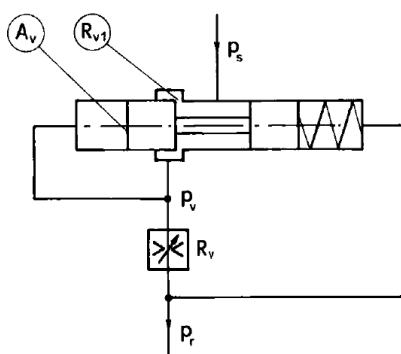
obr. 2-14 Roweho ventil pro protilehlé kapsy [7].

Nejčastější aplikace membránového ventilu je Moshinův ventil, viz obr. 2-15. Ten je možné nastavit pomocí šroubu a pružiny do takové míry, že průtok bude téměř úměrný tlaku v kapse, tedy se přibližuje stavu nekonečné tuhosti pro určité zátěžné podmínky [6].



obr. 2-15 Membránový ventil podle konstrukce Moshin [14].

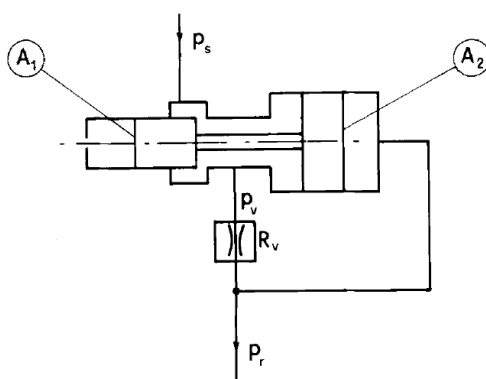
Ventil s konstantním průtokem – dvojcestný škrťací ventil se stabilizací



obr. 2-16 Schéma ventilu s konstantním průtokem [6].

Schéma na obr. 2-16 zachycuje ventil s konstantním průtokem s vloženým referenčním restriktorem. Aby byl průtok konstantní, je nutné zajistit, aby se změna tlaku v restriktoru neměnila s měnícím se zatížením. Tlak p_v působící na levé straně válce je vyrovnáván tlakem p_r a silou pružiny na pravé straně. Pokud se změní p_r , píst se posune a změní vstupní odpor restriktoru, až do momentu nové rovnováhy. Pokud dojde ke zvýšení tlaku p_r , změní se tlakový spád na škrťacím ventilu R_v . Tím by došlo ke snížení rychlosti hydrogenerátoru. Nezávislost na průtoku na měnící se síle od tlaku p_r je dosaženo použitím dalšího škrťacího prvku A_v (tlaková váha). Ten mění svůj škrťací průřez R_{v1} v závislosti na tlaku p_r . Tlakový spád na škrťacím ventilu R_v je tak okamžitě korigován a průtok zůstává konstantní.

Ventil s nekonečnou tuhostí



obr. 2-17 Ventil s nekonečnou tuhostí [6].

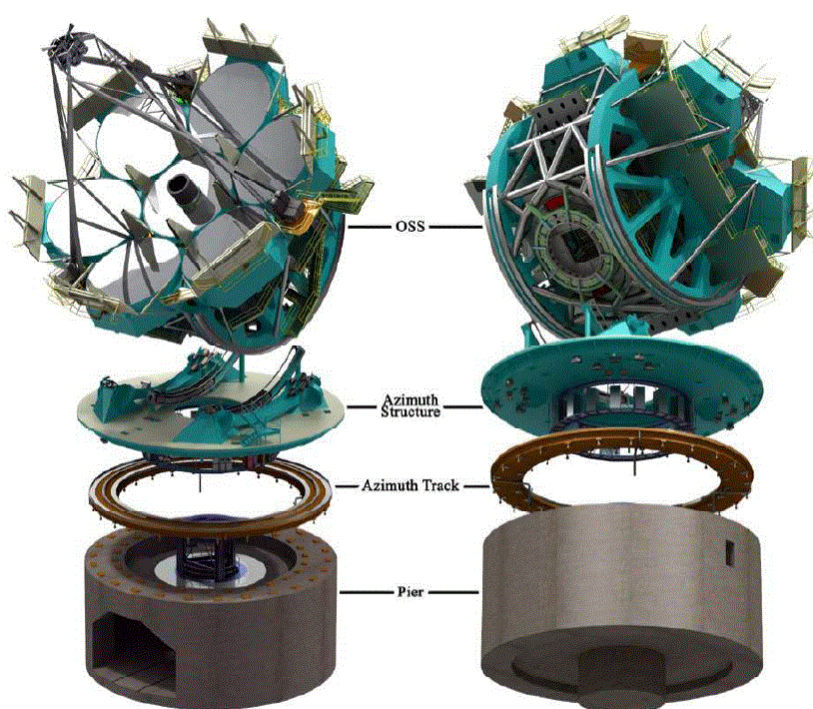
Zařízení na obr. 2-17 je schopno dodávat průtok, který je úměrný tlaku v buňce. Píst je umístěn v rovnováze kvůli p_r a p_v , které působí na rozdílných plochách. Zároveň píst hledá svoji vlastní rovnovážnou pozici upravováním vstupního odporu do okamžiku, kdy poměr p_r ku p_v je stejný jako obrácená hodnota příslušné plochy pístu [6]. Hydraulický odpor restriktoru je konstantní, tudíž průtok jím je úměrný p_r . Nekonečná tuhost je získána do té doby, dokud se p_v blíží p_s .

2.4 Příklady konstrukcí HS ložisek

Hydrostatická ložiska jsou použita v rozměrných zařízeních jako např. teleskopy, kupole observatoří a obrovské rádiové antény, kde se zatížení pohybuje v řádech sta tun [4].

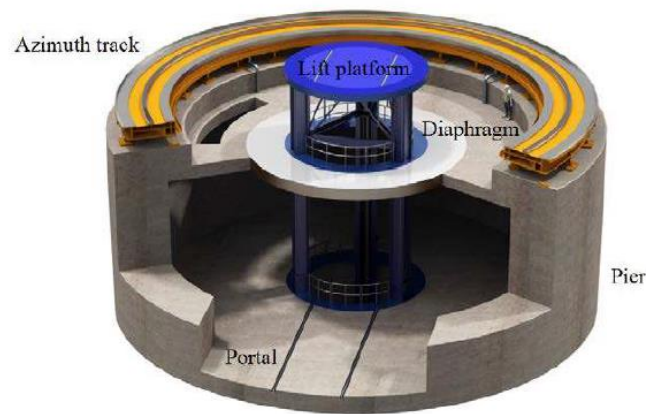
2.4.1 Magellanovy teleskopy

Vysoce zatížené ložisko (500 tun [6]) o průměru 5,08 m, které se otáčelo 1 ot/den bylo použito v teleskopu na hoře Palomar v Kalifornii [14]. Dále pak ložisko pro Magellanův teleskop ve Washingtonu bylo navrženo tak, aby přenášelo zatížení 143 tun od rotující hmoty zrcadel. Ložisko sestávalo z 18 buněk přenášejících zatížení azimutu a elevačních os. Jeho otáčení bylo možné vyvodit jemným tlakem operátorova prstu [4]. Studie, zabývající se návrhem Magellanova teleskopu na vrcholu Cerro Campanas v Chile [15], popisovala teleskop s průměrem v místě azimutového disku 25,4 metru, patrného na obr. 2-18. HS ložisko bylo radiálně-axiální a mělo buňky vyrobené v pohyblivém horním disku. Axiální zatížení přenášelo 16 buněk, radiální 8 buněk.



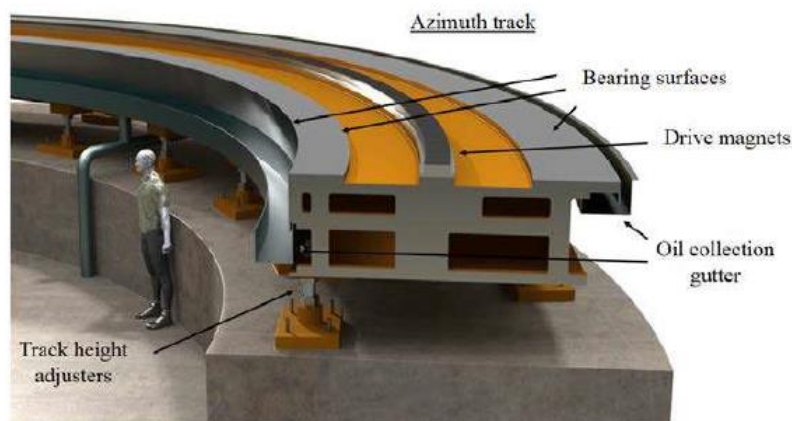
obr. 2-18 Hlavní části konstrukce Magellanova teleskopu [16].

Disk azimutu byl tvořen 7 vyztuženými, plátovými elementy, které byly k sobě přišroubovány. Sestava dále obsahovala prvky, které sloužily k optimalizaci tuhosti při zachování flexibility disku nezbytné k absorbování povrchových nerovností [16].



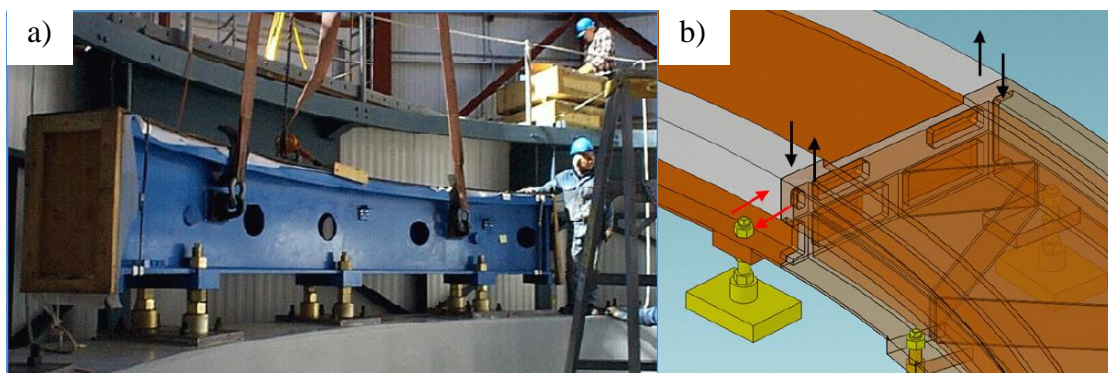
obr. 2-19 Pilíř s pojezdovou dráhou ložiska [16].

Pojezdová dráha ložiska, patrná na obr. 2-19, se nacházela na rozhraní betonového pilíře a zařízením teleskopu. Sestávala z 8 segmentů, které byly sešroubovány velkým počtem šroubů (*field-bolted*). Dráha byla ve tvaru kruhového prstence (viz. obr. 2-20), který měl vnitřní průměr 16,8 m a vnější průměr 21,2 m. Drážky z ložiskového materiálu se nacházely na středním průměru 17,2 m a 20,8 m.



obr. 2-20 Detail pojezdové dráhy [16].

Segmenty pojezdu byly sešroubovány spoji typu příruba a celková sestava byla umístěna na vrchol pilíře. Mezi pilířem a pojezdem však byla ponechána mezera. V té se nacházely seřizovací prvky výšky pojezdu, tzv. kotvy. Pod každým segmentem byly tři páry kotev, rozmístěny dle obr. 2-21 a) [17]. Dosedací povrch každého segmentu byl zbroušen (*Blanchard grinding*) do roviny. U dříve postavených Magellanových teleskopů dosahovala konečná rovinnost povrchu segmentu 0,09 mm v celé délce. Průměr ložiska však činil 9,5 m. Montáž probíhala v době, kdy laserové zaměřování nebylo běžně dostupné. Proto byla výška segmentu měřena optickým záměrným systémem Pentax a rovinnost vysoce přesnou vodováhou Starrett [18]. V současné situaci 20 m ložiska se počítá s dosažitelnou rovinností 0,25 mm na celé ploše pojezdové dráhy. Mezi dvěma sousedními kotvami potom s rovinností 0,1 mm [18].

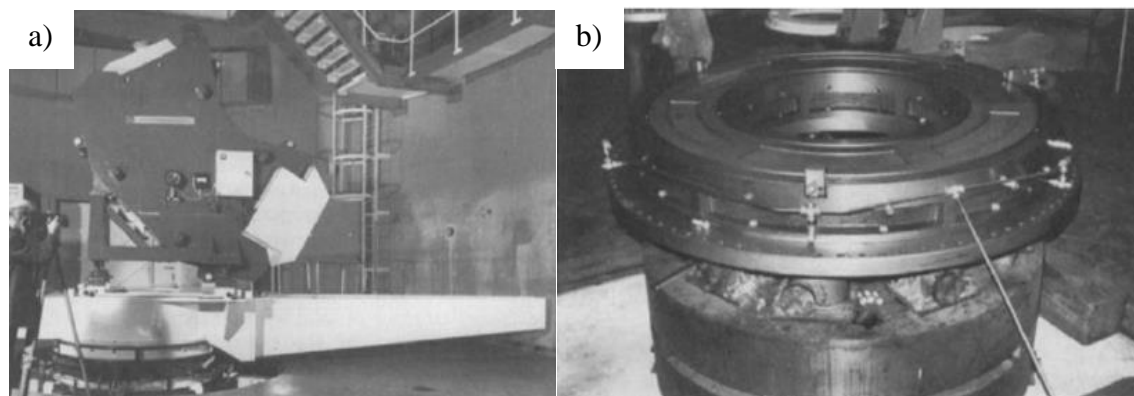


obr. 2-21 Obrázek: a) segmentu ložiska uloženého na kotvách; b) seřizování spoje segmentů [18].

Na obr. 2-21 b) je znázorněn princip ustavení pojezdové dráhy. Nejdříve jsou segmenty uchyceny do kotev (žlutá součást). Ustavení ve směru červených šipek je realizováno stavěcím šroubem. Tuhé těleso, jehož je šroub součástí, je po dobu seřizování přišroubováno na oba seřizované segment. Spojovací šrouby jsou po dobu seřizování jen lehce dotažené. Jakmile je seřizování hotovo, dojde k utažení šroubů na vnitřním průměru, teprve poté na vnějším průměru. V každém spoji segmentů je kolem 30 šroubů se zápusťnou hlavou o průměru 35 mm. Hydraulický systém, pohon a řídicí systém se nachází na azimutovém disku, tedy v pohyblivé části. Pohon hlavních os je realizován pomocí lineárních motorů [15].

2.4.2 Ložisko magnetického analyzátoru

Hydrostatické ložisko vytváří plochu, na které mohou být i těžké součásti uloženy přesně a s nízkým součinitelem tření. Příkladem může být ložisko magnetického analyzátoru v nukleární laboratoři v Daresbury (Anglie).



obr. 2-22 Obrázek: a) magnetického analyzátoru v Daresbury; b) axiálního HS ložiska s buňkami tvaru mezikruží [7].

Magnet, patrný na obr. 2-22 a), ohýbá tok iontů o 90° , aby onen tok mohl dále pokračovat k testovacímu zařízení. Průměr ložiska je 1,8 m a přenáší zatížení 53 tun. Rovinnost povrchu kluzných ploch je 5 mikrometrů. Provozní podmínky zahrnují zajištění vertikální osy analyzátoru ve válcovém tolerančním poli o průměru 0,1 mm a výšce 6,3 m při rotačním pohybu magnetu. Těchto podmínek bylo dosaženo použitím ložiska znázorněného na obr. 2-22 b) s 6 buňkami tvaru mezikruží. Mazivo je dodáváno pod tlakem 1,1 MPa. Vyměnitelné kapiláry pro řízení toku byly použity kvůli jednoduchosti údržby [7].

2.4.3 Ložiska obráběcích stolů Zollern



obr. 2-23 Axiálně-radiální hydrostatické ložisko Zollern pro obráběcí stůl [19].

Výrobce ložisek pro obráběcí stroje Zollern osazuje své otočné stoly HS axiálně-radiálními ložisky. Ložisko vyžaduje k provozu pouze jeden hydrogenerátor (konstantní tlak). Kapsy, patrné na obr. 2-23, mají tvar kruhové výseče. Ložisko je mazáno nízko-viskózním mazivem. Jako restriktor je použita kapilára. Výrobce zaručuje vysokou tuhost a výrobní přesnost. Jako výhody udává minimální vibrace, termální stabilitu díky odvodu tepla mazivem a přesnost méně než $1\ \mu\text{m}$. Stůl má v největší dimenzi průměr 5 m a je schopen přenést axiální zatížení až 2500 kN. Tlak v buňkách tvaru mezikruží dosahuje 4,5 MPa [20]. Materiálem ložiskové kapsy je ocel, která má na kluzných plochách jeden z následujících povlaků:

- SnSb8Cu4

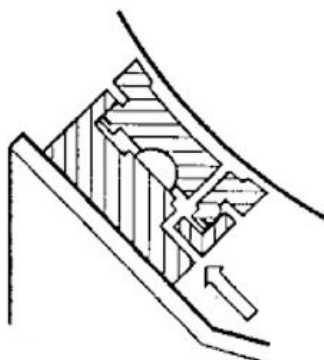
Výborné kluzné vlastnosti a charakteristiky pro poruchový chod. Vhodný pro vysoké kluzné rychlosti. Dobré přilnutí k základovému materiálu. Tlak na povrch může dosahovat až $15\ \text{N/mm}^2$.

- CuPb20Sn5 / CuPb15Sn8

Dobré kluzné vlastnosti a charakteristiky pro poruchový chod. Dobré přilnutí k základovému materiálu. Tlak na povrch může dosahovat až $18\ \text{N/mm}^2$ / $75\ \text{N/mm}^2$ [21].

2.4.4 Nastavování kapsy vůči nepřesnostem běhounu

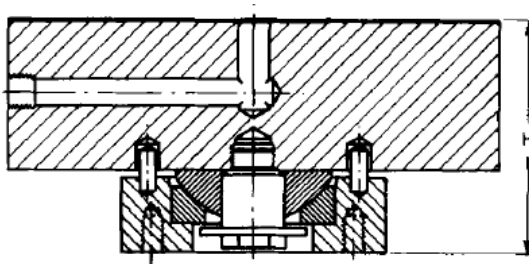
V případě potřeby kompenzace nerovností je možné kapsu konstruovat jako naklápěcí. V malých HS ložiskách jsou kapsy uloženy na sférickém čepu. Vzhledem k limitacím v přesnosti uložení kapes ložisek velkých průměrů, úzká mezera h nikdy nebude stejná ve všech buňkách. Proto je potřeba vyřešit výškové nastavování kapsy tak, aby bylo zaručeno rovnoměrné rozložení zatížení na všechny buňky. Tento problém je aktuální např. u drtičů rudy, kde elastická deformace běhounu, způsobená tlakem maziva, může snížit efektivitu HS ložiska. Výšková nastavitelnost není vyžadována u všech kapes [3]. Jelikož jsou kapsy naklápěcí, základová konstrukce nemusí být precizně vyrobena. Může se jednat o svařovanou konstrukci.



obr. 2-24 Řez hydrostatickou jednotkou znázorňující čep a tlakovou komoru pod kapsou [3].

Na obr. 2-24 je znázorněn řez hydrostatickou jednotkou. Kapsa se může naklápět ve všech směrech na kulovém čepu. Tím dojde ke kompenzaci nerovností. Pod vysokým zatížením ale dochází na kulové ploše k velkému třecímu momentu. Výsledkem může být pomalý chod a pomalé reakce na nepřesnosti. Ke zlepšení dochází při odlehčení kulové plochy hydrostatickým tlakem. Spodní část kapsy je vyrobena jako píst. Třecí moment se tak výrazně sníží [3]. Navíc dochází k výškovému nastavování kapsy a kompenzaci podélné vlnitosti běhounu.

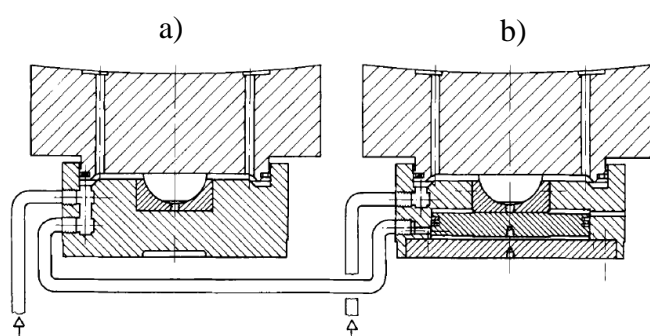
Dalším naklápěcím prvkem u menších kapes je použití jen sférického čepu bez odlehčování přiváděním tlakového maziva pod kapsu. Kapsa se může naklápět, nikoli výškově nastavovat. Používají se jako vodící kapsy u axiálních ložisek.



obr. 2-25 Vodící kapsa [6].

Kapsy *master-slave*

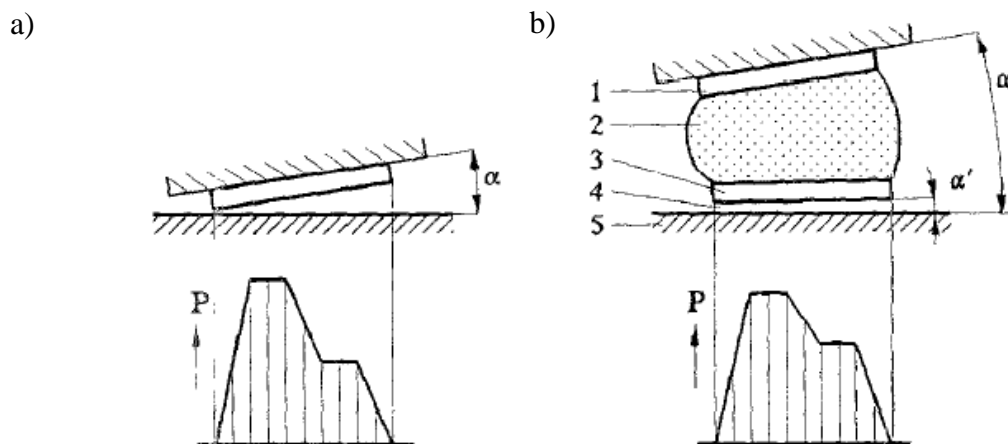
Princip je obdobný jako u kapsy, jejíž spodní strana je uzpůsobena jako píst. Hlavní spektrum využití kapes *master-slave* [6] je u radiálních ložisek, přesněji u strojů pro drcení rudy. Existují však i aplikace v axiálním HS ložisku. Kapsa typu *master* (obr. 2-26 a) je hlavní kapsa (stále se ale může naklápět na čepu a výškově ustavovat), která řídí *slave* kapsu (obr. 2-26 b). Ta je propojena s *master* kapsou potrubím. *Slave* kapsa má svůj vlastní přívod tlakového média, ale navíc má již zmíněný přívod z *master* kapsy, který pod ní ústí (princip pístu). Přibližování *slave* kapsy k běhounu je tedy realizováno zvýšením tlaku v *master* kapse. Využívá se zde principu spojených nádob. Výsledkem je, že tloušťka mazacího filmu je stejná jak v oblasti *master* kapsy, tak v oblasti *slave* kapsy i pokud běhoun není dokonale kruhový (rovný).



obr. 2-26 Schéma a) *master* kapsy; b) *slave* kapsy [6].

Silentbloky

Další možností naklápění kapsy může být použití elastické základny (silentbloku). Pevná kapsa, patrná na obr. 2-27 a), nedokáže reagovat na naklopení α kapsy vůči kluznému povrchu. Tím dojde k rozdílné tlakové distribuci a velkému rozdílu tloušťek maziva po šířce kapsy. Situace na obr. 2-27 b) zachycuje kapsu (3) uloženou na elastickém tělese (2). Film maziva (4) vykazuje zlepšení rovnoběžnosti kluzných ploch ($\alpha' < \alpha$) a zvýšení minimální tloušťky mazacího filmu. Kontakt kapsy (3) a kluzného povrchu (5) bude eliminován, nebo méně nebezpečný než v případě pevné kapsy. Elastická základna je tvořena gumou (2), která je navulkanizovaná na ocelové základny (1, 3). Guma se chová jako ohraničená kapalina [22]. V případě excentrického zatížení je jedna strana základny namáhána tlakem, druhá tahem. Základna umožní kapse naklápění a vertikální přísuv k běhounu.



obr. 2-27 Obrázek situace v kontaktu: a) ložiska s pevnou kapsou; b) ložiska s kapsou na elastické základně [22].

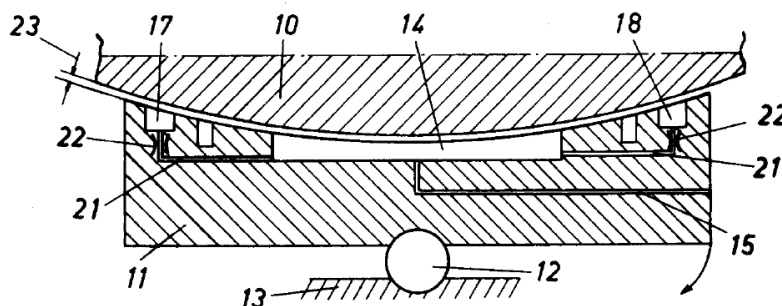
2.5 Patentová řešení HS ložisek

Číslo patentu: 157731

Zveřejněno: 19.12.1973

Název: **Hydrostatické ložisko**

Patent se týká naklápění kapes v radiálních HS ložiskách. Cílem je docílit co nejlepší kooperace kluzné plochy a válce použitím samočinně nastavované kapsy dle obr. 2-28. Zařízení sestává z ústřední kapsy (*master*) a dvou pomocných kapes (*slave*). Válec (10) je nesen ložiskovým blokem (kapsou) (11), která je otočně uložena pomocí válce nebo kuličky (12) na základně (13). Pomocí kuličky bude poloha bloku automaticky nastavována následkem odchylky válce. Vynález má eliminovat možnost poškození kapsy vlivem ztráty nosné schopnosti při zatížení krutícím momentem [23].



Obr. 4

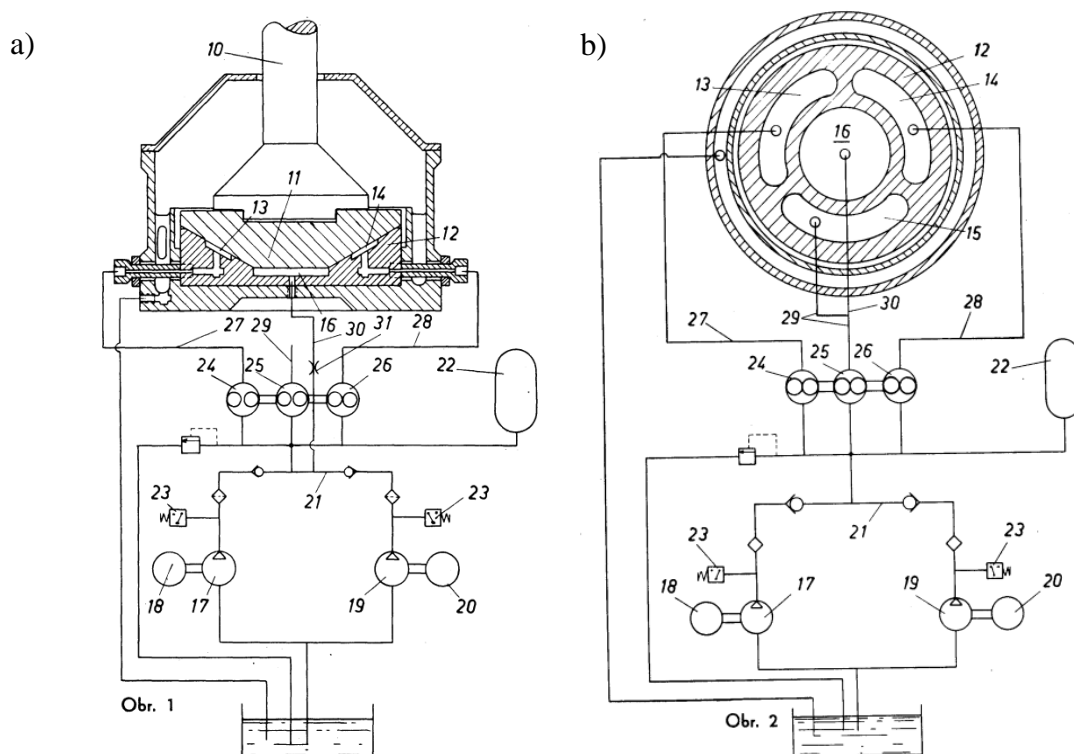
obr. 2-28 Řez otočnou kapsou na kuličce [23].

Číslo patentu: 157714

Zveřejněno: 19.12.1973

Název: **Hydrostatické ložisko**

Patent se zabývá udržení nosné tloušťky maziva u kuželového radiálně-axiálního ložiska. Místo zapojování jednoho čerpadla pro jednu buňku uvažuje s montáží zubových čerpadel jako rozdělovačů průtoku. Dle obr. 2-29 je kruhová kapsa (12) opatřena třemi buňkami (13, 14, 15) ledvinovitého tvaru. Dále je v nejnižším místě běhounu (11) umístěno patní ložisko s kruhovou buňkou (16). Čerpací soustava je tvořena prvním (hlavním) čerpadlem (17) s motorem (18) a záložním čerpadlem (19) s motorem (20). Tlakové vedení je opatřeno běžnými zpětnými ventily a vytvářejí společné tlakové vedení (21). Potrubí je vybaveno akumulátorem (22), který krátce udrží potřebný tlak během doby potřebné k uvedení záložního čerpadla do provozu při poruše hlavního čerpadla. Pokud poklesne tlak pod stanovenou hodnotu, tlakový spínač (23) sepne nepracující čerpadlo. Zubová čerpadla (24, 25, 26) pracují jako měřicí jednotky a mají spřažené hřídele. Z čerpadel tekutina vstupuje do buněk. Jestli se zvětší vůle u jedné z buněk, změní se odpor proti průtoku a tekutina by měla snahu téct touto buňkou. Spřažení hřídelů však způsobí, že se všechna čerpadla otáčejí stejnou rychlostí, a tak nepřipustí, aby otevřenější buňkou protékalo více tekutiny než ve zbylých dvou buňkách [24]. Kruhová patní buňka je napájena z vedení (30), které je opatřeno restriktorem (31).



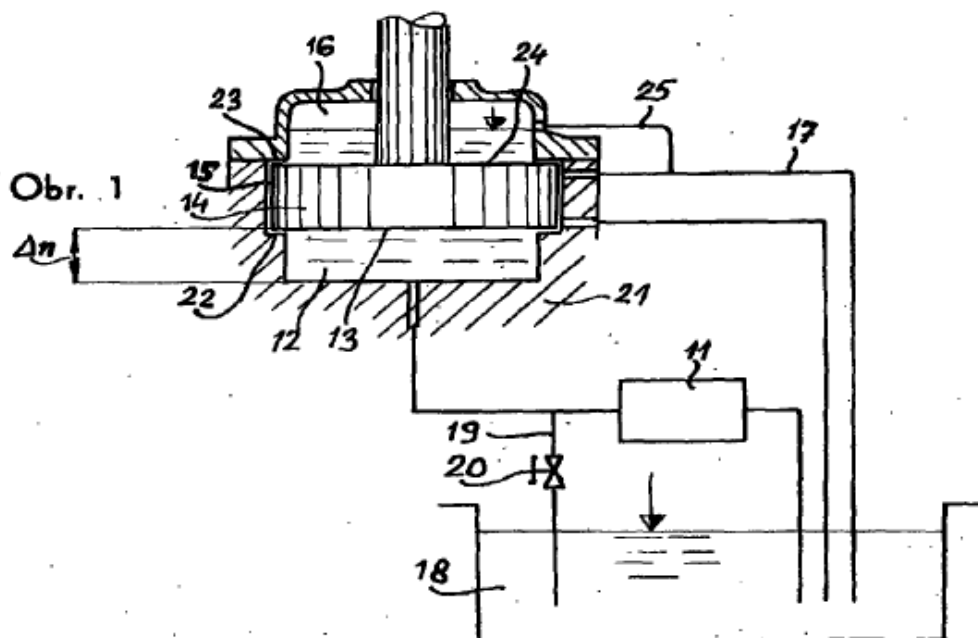
obr. 2-29 Obrázek a) bočního pohledu a b) pohledu shora na HS ložisko [24].

Číslo patentu: 131515

Zveřejněno: 15.3.1968

Název: Vysokotlaké hydrostatické axiální ložisko rotačních strojů, zejména čerpadel a turbín

Patent má za cíl odstranit vysoké ztráty segmentových hydrodynamických ložisek použitých u rotačních strojů. Tato ložiska se navíc vyznačují rozměrnou konstrukcí a nízkou životností [25]. Ložisko, patrné na obr. 2-30, sestává z čerpadla (11), které zásobuje prostor (12) tlakovým olejem. Tento prostor je vymezen čelní plochou (13) ložiskového čepu (14) axiálního ložiska. Ložiskový čep (14) je vybaven labyrintovým těsněním (15), kterým prosakuje mazivo z prostoru (12) do horní dutiny (16) ložiska a odpadním potrubím (17) se vrací do nádrže (18). Na hlavní větvi (11) je obtok (19) s regulačním ventilem (20), který umožňuje návrat přebytečného maziva do nádrže. Těleso (21) je opatřeno osazením (22) a opěrou (23) tak, aby se čep (14) pohyboval v optimálních hodnotách tloušťky maziva Δn . Zařízení je uvedeno do chodu spuštěním čerpadla (11), které vyplní mazivem prostor (12). Tento prostor musí být odvzdušněný, a to díky odvzdušňovacímu potrubí (15) nebo (25). Dosednutí čepu při vypnutí čerpadla je řízeno škrcením maziva v odpadním potrubí (20) v obtoku (19). Předmětem patentu je ložisko dle popisu, které udržuje tloušťku maziva Δn v rozsahu $0,01 d$ až d , kde d je průměr ložiskového čepu (14) a $0,01 d$ je větší než 3 mm.



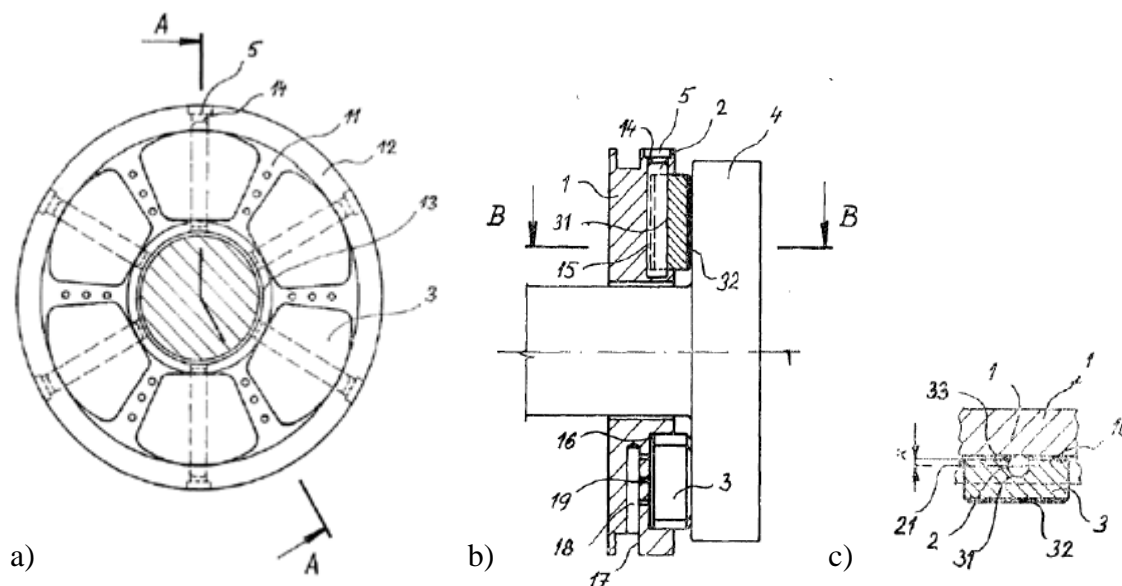
obr. 2-30 Schéma funkce ložiska dle patentu 131515 [25].

Číslo patentu: 250438

Zveřejněno: 18.9.1986

Název: **Kluzné axiální segmentové ložisko**

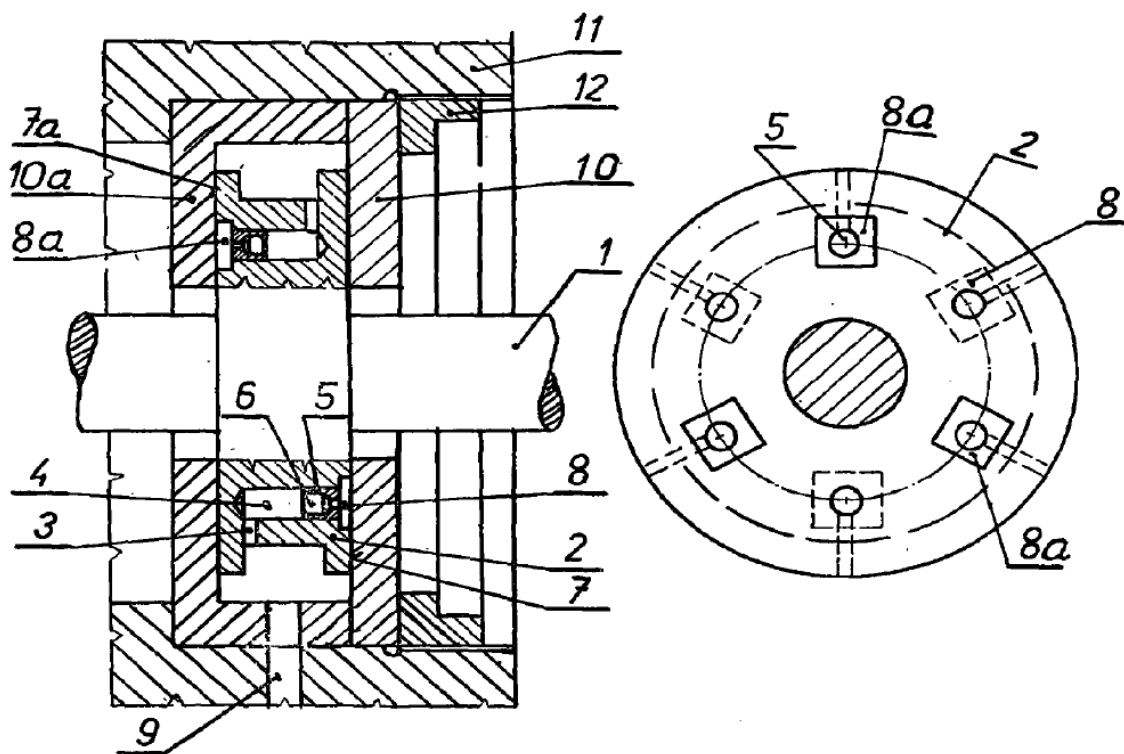
Patent se snaží odstranit důsledky výrobních nepřesností pevných axiálních hydrostatických ložisek, jako např. snížení únosnosti díky nerovnoměrnému zatížení. Dle obr. 2-31 ložisko sestává z tělesa (1), čepů (2), výkyvných segmentů (3) a kotouče (4). Do tělesa je vyrobeno vybrání (11), které má tvar mezikruží ohraničeného vnějším nákrůžkem (12) a vnitřním nákrůžkem (13). Čepy jsou vloženy do otvorů (14) v tělese. Čep je veden částečně drážkou v tělese (15) a částečně drážkou v segmentu (31). Po obvodu tělesa je vyrobena drážka (17), ve které se nachází radiální otvory (18) s tryskami (19). Vzdálenost od osy čepu po plochu s drážkou v tělese je označena x a je menší než poloměr čepu. Je tedy vytvořena spára (16). Prostor díry čepu je opatřen zátkou (5). Činná plocha (32) se opírá o kotouč (4). Při provozu je olej přiváděn do radiálních otvorů (18) a do trysek (19). Odtud je dodáván mezi činnou plochu (32) segmentů (3) a kotouč (4). Předmětem vynálezu je kluzné axiální ložisko s výkyvnými segmenty uloženými na čepech s tím, že vzdálenost x od osy čepu po horní plochu tělesa je menší než poloměr čepu [26]. Dále pak vnitřní nákrůžek (13), který je opatřen zahlbouním pro uložení vnitřních konců nosných čepů (2).



obr. 2-31 Obrázek: a) pohledu na segmenty ložiska; b) řezu A-A; c) řezu B-B [26].

Název: Axiální hydrostatické ložisko

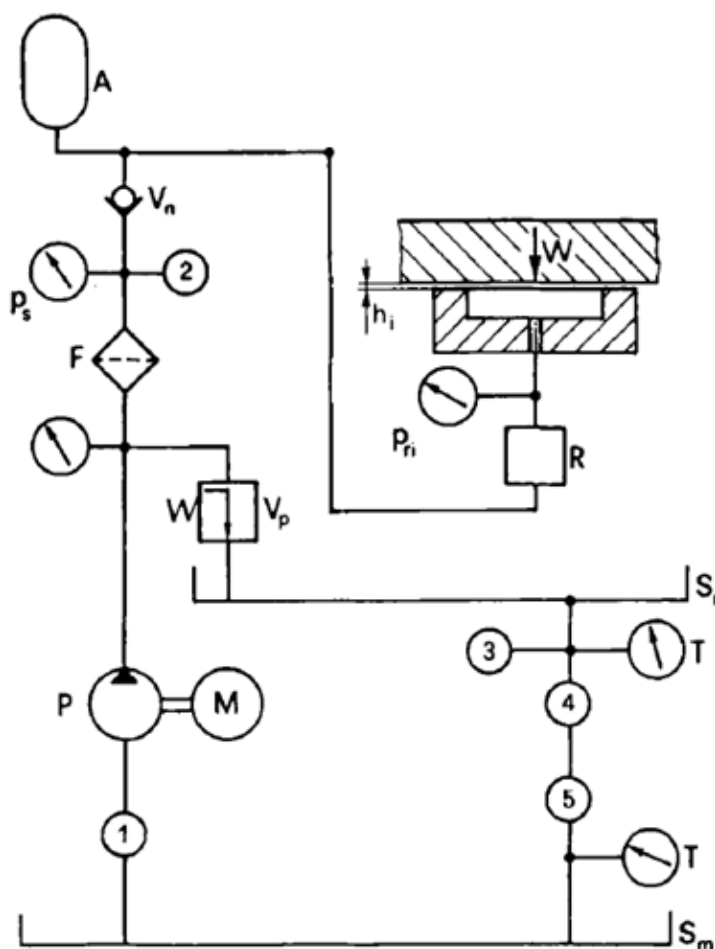
Patent má za cíl odstranit nepříznivé vlivy valivých a hydrodynamických ložisek u obráběcích strojů. U valivých ložisek může docházet v důsledku výrobních tolerancí k házení, zatímco u hydrodynamických ložisek dochází při rozběhu a doběhu ke kontaktu kluzných povrchů. Ložisko, patrné na obr. 2-32, sestává z tlakového kroužku (2), který je pevně spojený s hřídelí (1). Kroužek je opatřen otvory (3) pro přívod tlakové kapaliny. Kolmo na otvory (4) jsou navrtány díry (5). Do děr jsou vloženy vložky (6) s tryskou (7), která má odzkoušený průměr. Trysky ústí do kapes (8, 8a), které jsou nejméně 3 na každé straně kroužku. Tlaková kapalina je přiváděna trubicí (9), přes kterou vstupuje do otvorů (3), děr (5) a přes tryšky do kapes. Kapalina odtláčuje tlakový kroužek (2) od opěrných kroužků (10, 10a), které jsou uloženy s vůlí v tělese ložiska (11) např. přitažnou maticí (12). Předmětem patentu je axiální hydrostatické ložisko se dvěma opěrnými kroužky, mezi nimiž se pohybuje tlakový kroužek [27]. Na tlakovém kroužku jsou z každé čelní plochy vyrobeny kapsy s tryskami, díky kterým je tlakový kroužek odtláčován od opěrného kroužku.



obr. 2-32 Obrázek řezu axiálního hydrostatického ložiska a částečného čelního pohledu [27].

2.6 Hydraulický systém

Na obr. 2-33 je zachycen hydraulický okruh ložiska s dodávkou maziva s konstantním tlakem. Hydrogenerátor P, poháněný motorem M, dodává mazivo ze zásobníku S_m do vstupní řady, v níž je tlak udržován na konstantní hladině pojišťovacím ventilem V_p . Pojišťovací ventil vrací přebytečné mazivo do jímky S_r . Mazivo prochází filtrem F, kde je zbaveno nečistot a přes restriktor R projde do kapsy. Restriktor by měl být co nejbliž ke kapse. Z ložiska poté mazivo odtéká do jímky a odtud zpět do zásobníku. Pro lepší filtraci může být do pozice 1 umístěn další filtr. Za filtrem F je umístěn manometr, který měří dodávaný tlak p_s . Tlakově-závislý spínač je často umisťován na stejné místo 2, kdy v případě poklesu tlaku např. vypne pohon ložiska. Akumulátor A, před kterým je zpětný ventil V_n , je schopen po určitou dobu systém napájet [6]. Manometry mohou být i za restriktorem. Pokud není zajištěn samospád, musí být instalován další hydrogenerátor na pozici 4. Pokud je potřeba mazivo chladit, výměník tepla bude umístěn na pozici 5. Teploměry T jsou potom často vloženy do obvodu. Teplotně-závislý spínač v pozici 3 může v případě přehřátí vypnout pohon ložiska.



obr. 2-33 Schéma hydraulického okruhu axiálního HS ložiska [6].

2.6.1 Prvky hydraulického systému

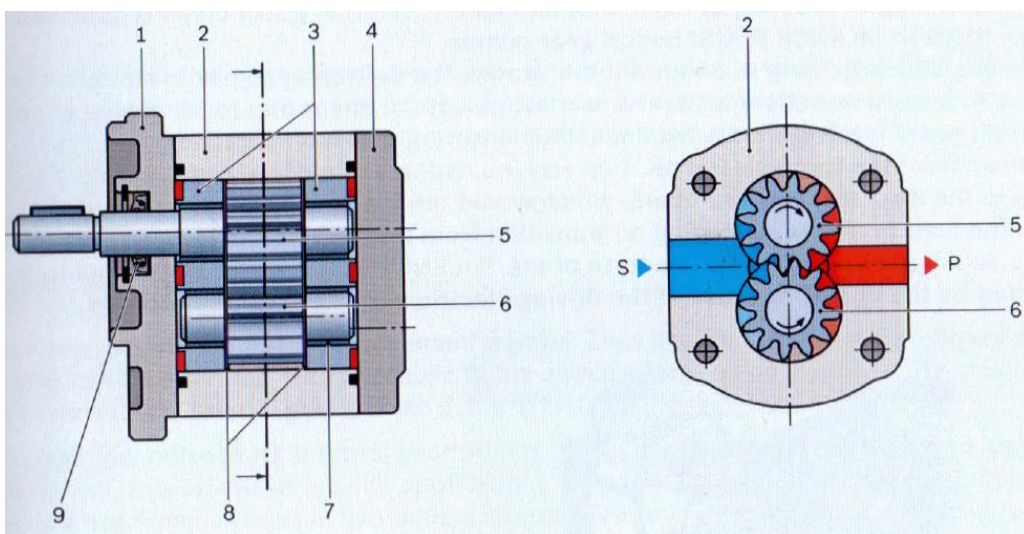
Následující popis prvků a armatur hydrauliky bude omezen pouze na použité prvky, které byly konzultovány v Bosch Rexroth.

Hydrogenerátory (čerpadla)

Dají se rozdělit do čtyř skupin, a to na zubové, lamelové, pístové a šroubové. Dále pak na čerpadla s konstantním geometrickým objemem a s nastavitelným geometrickým objemem (regulační). Hlavními parametry čerpadel jsou průtok a tlak [12]. Při výběru hydrogenerátoru hrají roli mimo jiné 3 kritéria: cena, tlak a hluk.

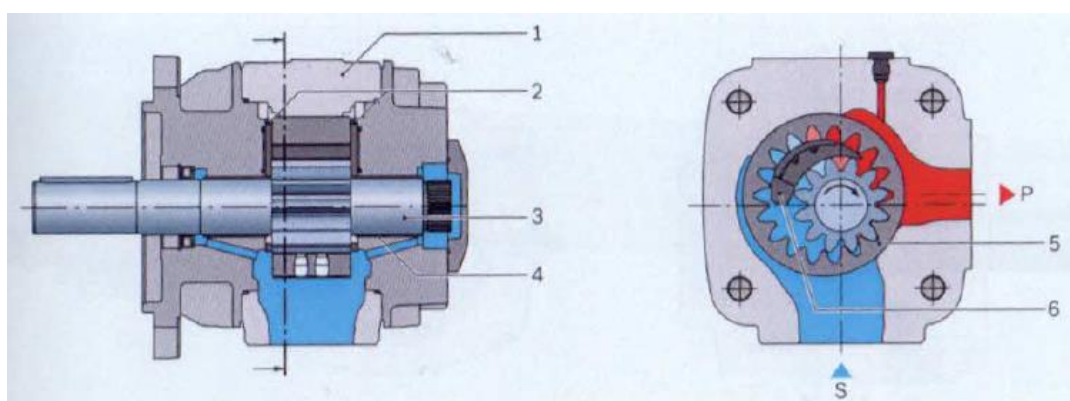
Zubové hydrogenerátory

Zubové hydrogenerátory s vnějším ozubením, patrný na obr. 2-34, mají konstantní geometrický objem. Kapalina je přemísťována v zubových mezerách zabírajících kol ze sací strany (S) na stranu výtlačnou (P). Těleso čerpadla (2) je krytováno dvěma víky (1, 4). Ozubená kola (5, 6) jsou uložena do pouzder (3) s kluznými ložisky (7). Mezi pouzdro ložisek a ozubené kolo je vloženo těsnění (8). Vstup hnacího hřídele ozubeného kola (5) je ve víku (1) utěsněn těsnícím kroužkem (guferem) (9). Vyznačuje se kompaktními rozměry. V nejhorším případě, kdy chvilkově není naplněn kapalinou (rozběh), nabízí spolehlivou funkci bez poškození [28]. Skládá se z relativně malého počtu komponent. Nevýhodou je vysoká hlučnost spolu se ztrátami třením.



obr. 2-34 Řez zubovým hydrogenerátorem s vnějším ozubením [28].

Zubové hydrogenerátory s vnitřním ozubením se odlišují snížením hlučnosti, prací při vyšších tlacích a zmenšením rozměrů. Dají se rozdělit na hydrogenerátory se segmentem plnění a na G-rotory. Hydrogenerátor se segmentem plnění je patrný na obr. 2-35. Kapalina do tělesa (1) vstupuje přes sání (S) a na výtlak (P) protéká přes soukolí. To se skládá z ozubeného věnce (5) a hřídele s pastorkem (3). Vůle mezi tělesem a ozubením je vymezena vložkami (2). Hřídel je uložen v kluzných ložiskách (4). Do soukolí je umístěn segment plnění (6). Věncem má v zubových mezerách vytvořené otvory, kterými při sání proudí kapalina do soukolí, a naopak na straně výtlaku ze soukolí [12]. Segment plnění odděluje sací a výtlačný prostor. Obdobně jako u vnějšího ozubení je kapalina uzamknuta v zubové mezeře mezi pastorkem/věncem a segmentem plnění. Specifickým případem hydrogenerátoru s vnitřním ozubením je typ G-rotor.



obr. 2-35 Řez zubovým hydrogenerátorem s vnitřním ozubením a segmentem plnění [28].

Lamelové hydrogenerátory

Oproti zubovým hydrogenerátorům jsou rozměrově menší pro daný průtok a jsou tišší. Vyrábějí se v provedení s konstantním i s proměnným geometrickým objemem, a to pro maximální tlaky 21 MPa a do 2500 otáček za minutu. Čerpadlo se skládá ze statoru, rotoru a lamel. Principem činnosti je vytváření proměnného prostoru mezi státorem, rotorem a lamelami. Stator má vnitřní vybrání tvaru elipsy. V něm je umístěn kruhový rotor, který má po obvodě zasunuté lamely. Lamela z jedné strany kopíruje elipsu statoru a ze strany rotoru je pod lamelu přiveden kanál [12]. V první fázi dochází k sání, kdy je lamela vysouvána a kanál je naplněn kapalinou stejně jako prostor mezi sousedícími lamelami a státorem. Ve druhé fázi dochází ke stlačování, kdy je lamela zasouvána do rotoru.

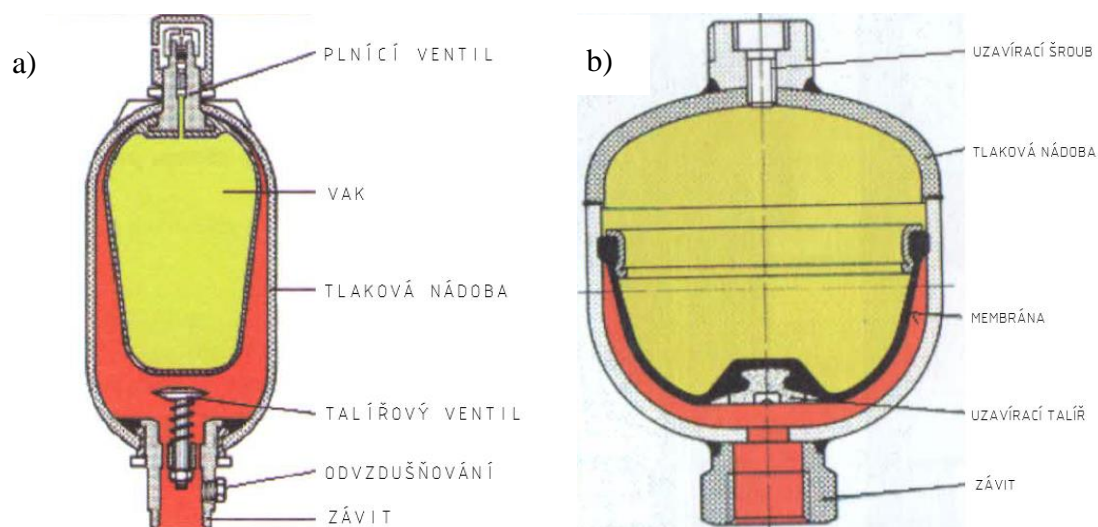
Pístové hydrogenerátory

Dle polohy pístů vůči ose otáčení se dělí na radiální a axiální pístové hydromotory. Změna objemu je dosažena pohybem pístu ve válci. Radiální pístová čerpadla jsou schopná pracovat s tlaky až 40 MPa a otáčkami až do 1450 za minutu. U axiálních pístových čerpadel se potom maximální tlak pohybuje kolem 50 MPa a otáčky mohou stoupnout na 11000 za minutu [12].

Akumulátory

Jsou to tlakové nádoby, které ukládají a následně vypouští hydrostatickou energii. V tělese akumulátoru působí zachycená kapalina proti elementu (zátěž, síla pružiny, stlačený plyn). Akumulátory se zátěží a se silou pružiny se používají pouze ve specifických případech. Častěji jsou používány plynové (hydropneumatické) akumulátory, které umožňují uskladnit velké množství energie při relativně malých rozměrech tělesa [12].

Akumulátor může být membránový nebo vakový. Pojmenování odráží použitý element, který odděluje prostor s kapalinou a prostor s plynem (dusík). Při stoupání tlaku je potom stlačen plyn a plní se prostor s kapalinou. Naopak při poklesu tlaku plyn expanduje a vytlačí kapalinu z prostoru tlakové nádoby [12].



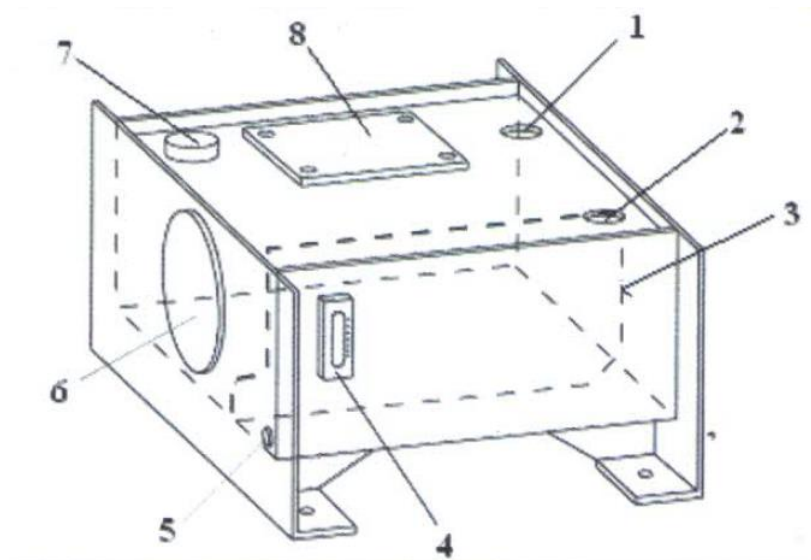
obr. 2-36 Obrázek: a) řezu vakovým akumulátorem; b) řezu membránovým akumulátorem [12].

U vakového akumulátoru podle obr. 2-36 a) je vak naplněn plynem (dusík) přes plnicí ventil. Vak vyplní celý prostor tlakové nádoby a uzavře talířový ventil. Ten zde slouží jako ochrana vaku proti protržení. Při zvýšení tlaku v obvodě nad tlak plynu ve vaku dojde ke zvednutí talířového ventilu a akumulátor je plněn kapalinou. Vak je vyroben z gumy [12].

Membránový akumulátor je vyráběn ve svařovaném a šroubovacím provedení. Na obr. 2-36 je znázorněn svařovaný membránový akumulátor. Princip funkce je obdobný jako u vakového akumulátoru. Svařovaný akumulátor je levnější než šroubovací. Není však možné u svařovaného vyměnit membránu [12]. Tuto nevýhodu odstraňuje dražší šroubovací varianta.

Součástí akumulátoru musí být i bezpečnostní blok, který umožňuje manuální vybití akumulátoru a sledování vnitřního tlaku. Zároveň je v bloku přítomen pojistný ventil, který po naplnění akumulátoru přepouští přebytečnou kapalinu zpět do nádrže. Vybíjení však není žádným způsobem řízeno. Proto je nutné umístit před akumulátor škrťací ventil s obtokem. Na ventilu je možné nastavit vybíjecí průtok. Obtok se zpětným ventilem je zařazen kvůli konstrukci škrťacího ventilu, který je jednocestný. Kapalina se do akumulátoru dostane cestou nejmenšího odporu přes obtok, ale z akumulátoru má jedinou možnost, a to protékat přes škrťací ventil.

Nádrže



obr. 2-37 Hlavní části nádrže: 1 – sání, 2 – zpětné vedení, 3 – uklidňující přepážka, 4 – olejznak, 5 – vypouštění, 6 – čistící otvor, 7 – plnicí a odvzdušňovací filtr, 8 – snímací kryt hnací jednotky [12].

Hlavní funkcí nádrže je uchovávat pracovní kapalinu, kterou hydrogenerátor přemísťuje přes použité prvky. Odtud se vrací kapalina opět do nádrže. Další podstatnou úlohou nádrže je odvod tepla, které je produktem ztrát vznikajících v obvodě. Teplo se odvádí sáláním přes stěny nádrže. Napomáhá odlučování vzduchových bublin z kapaliny, které mohou způsobovat zvýšenou hlučnost. Obecně se velikost nádrže volí co největší s ohledem na cenu [12]. Vzorec pro objem nádrže je potom:

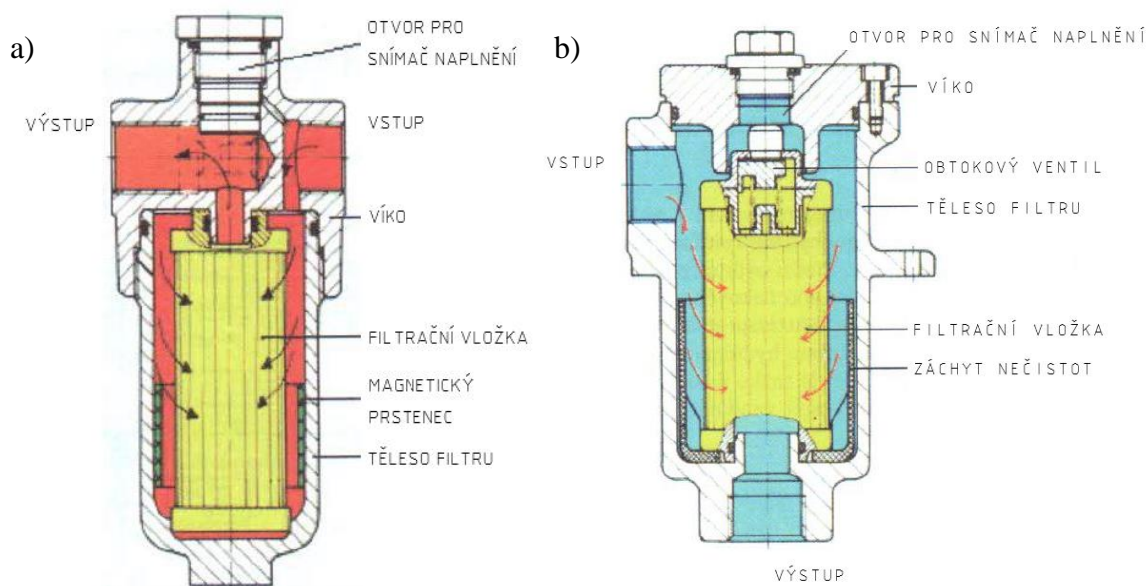
$$V = (3 \div 5) \cdot Q \quad (m^3)$$

kde V je objem nádrže bez vzduchového prostoru a Q dodávaný průtok hydrogenerátorem. Na vzduchový prostor je třeba připočíst 10 až 15 % z objemu nádrže [12]. Nádrže dále bývají vybaveny olejznakem, který umožňuje sledovat výšku hladiny kapaliny.

Filtry

Filtry se používají k odloučení nežádoucích částic z proudícího maziva. Filtrace je důležitá k zaručení bezpečnosti hydraulického zařízení. Při použití filtru dojde ke snížení opotřebení částí systému za filtrem [28]. Také se sníží riziko vzniku poruch jako např. zanesení kapiláry či clony. Filtr je osazen do hydraulického systému. Mazivo přes něj protéká a jsou z něj odloučeny částice o určité velikosti. Velikost odlučovaných částic závisí na použitém filtru, přesněji na filtrační vložce. Tyto částice jsou zachyceny v tělese filtru. Naplnění filtrační vložky je indikováno signalizací znečištění. Ta funguje na principu tlakového spádu, přesněji rozdílu tlaku na vstupu a výstupu filtru.

Filtry mohou být trojího typu, a to tlakové, odpadové a filtry pro vedlejší filtrační obvod. Tlakový filtr dle obr. 2-38 a) je osazován za hydrogenerátor tak, aby byla zajištěna ochrana následujících prvků proti poškození. Není ovšem zajištěna ochrana hydrogenerátoru. Vsazením do toku kapaliny narůstá tlakový spád za filtrem a tím pádem dochází ke zvyšování nákladů na ostatní prvky obvodu kvůli zvýšení dimenze [12].



obr. 2-38 Obrázek: a) řezu tlakovým filtrem; b) řezu odpadovým filtrem [12].

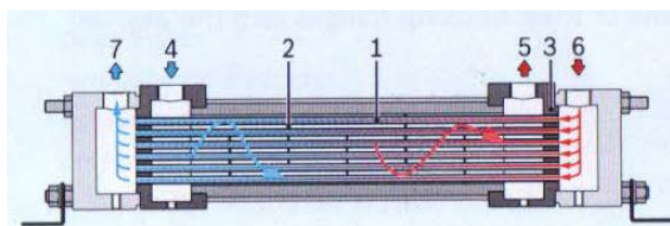
Odpadový filtr, patrný na obr. 2-38 b), čistí vracující se kapalinu do nádrže. Filtruje celý objem kapaliny a udržuje nádrž čistou. Při použití je však nutné instalovat hydrogenerátor na odpadní větev, protože i při zajištění samospádu není zajištěna průchodnost kapaliny přes filtr. Vedlejší filtrační obvod umožňuje přepínání mezi pracovním a filtračním stavem. Má snadnější údržbu filtrační vložky [12].

Chladiče

Chladiče slouží ke snížení a stabilizaci teploty maziva v hydraulickém systému. Ohřívání maziva je způsobeno ztrátami energie kvůli odporu proti toku v potrubí a v komponentách systému. Pokud není zajištěno odvedení tepla stěnami hydraulického systému (pasivní chlazení), je nutné instalovat chladič (aktivní chlazení) [28].

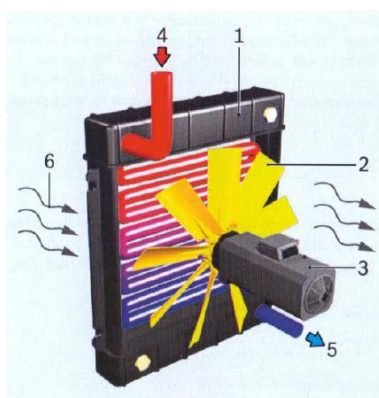
V chladiči je teplo rozehřátého maziva převedeno do chladiva. Chlazení je realizováno ohříváním chladiva. Mazivo a chladivo jsou od sebe odděleny stěnou chladiče. Použití chladiče přichází v úvahu, pokud:

- Je nádrž relativně malá (nedostatečné pasivní chlazení)
- Teplota okolí dosahuje vysokých hodnot
- Jsou očekávány vysoké ztráty ve formě tepla



obr. 2-39 Schéma vodního chlazení: 1 – trubičky, 2 – prostor s vodou, 3 – oddělovací stěna, 4 – vstup chladiva, 5 – výstup chladiva, 6 – vstup horké kapaliny, 7 – výstup ochlazené kapaliny [28].

Provedení chladiče se liší podle použitého chladiva. Tím může být buď vzduch nebo voda. U vodního chlazení, patrného na obr. 2-39, protéká kapalina systémem trubiček, které jsou obtékány chladicí vodou. Oproti vzduchovým chladičům mají vyšší chladicí výkon. Hlučnost je minimální. Je nutné zajistit dodávku chladicí vody.



obr. 2-40 Princip vzduchového chladiče: 1 – rám, 2 – oběžné kolo, 3 – elektromotor, 4 – vstup horké kapaliny, 5 – výstup ochlazené kapaliny, 6 – proudící vzduch [28].

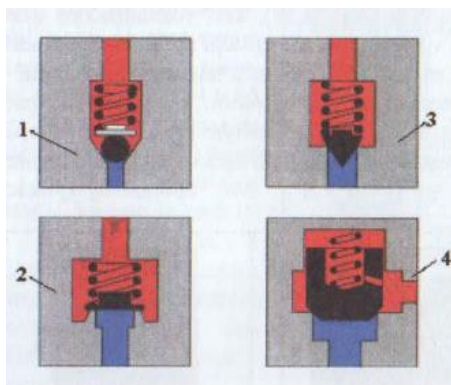
Vzduchový chladič dle obr. 2-40 nechává protékat kapalinu přes lamelový blok. Na ten proudí vzduch, který je nucen proudit oběžným kolem poháněným elektromotorem. Výhodou je jednoduchá instalace [12]. Naopak nevýhodou je nízká účinnost, vysoká hlučnost a v uzavřených prostorech dochází ke zvyšování teploty.

Ventily

Obecně se ventily dělí na řízené a nastavitelné. U nastavitelných ventilů je pomocí ovládacího prvku (šroubu, pružiny) nastavena požadovaná hodnota usměrňované veličiny. U řízených ventilů se usměrňování provádí na základě zpětné vazby ze snímačů. Dále se pak ventily dělí podle usměrňovaného parametru na tlakové, průtokové a omezující.

Zpětný ventil

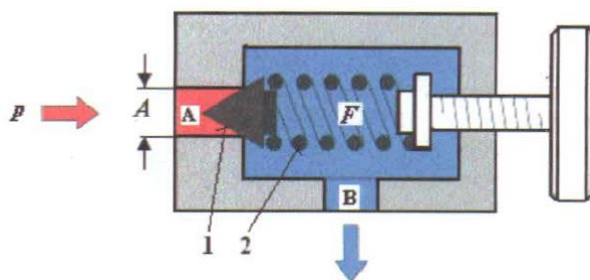
Tyto jednosměrné ventily spadají do kategorie omezujících a průtokových. Umožňují průtok kapaliny pouze v jednom směru. Uzavíracím elementem může být dle obr. 2-41 kulička (1), ventilový talíř (2), kužel (3) nebo kužel s čelem (4). Jsou vybaveny sedlem, do kterého je element přitlačován pružinou. Otevírací tlak se pohybuje kolem 0,05 až 0,3 MPa [12]. Při použití ventilu bez pružiny je nutné zajistit svislou polohu ventilu tak, aby se element mohl vrátit do výchozí polohy vlastní vahou.



obr. 2-41 Druhy uzavíracích elementů zpětného ventilu [12].

Pojistný ventil

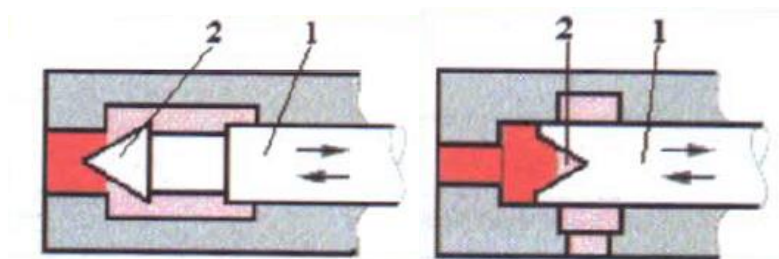
Slouží k udržení tlaku na konstantní požadované hodnotě. V obvodě je připojen paralelně k hydrogenerátoru a tlak je řízen odpouštěním kapaliny zpět do nádrže. Ve výchozí pozici je uzavřen a otevírá se pouze při nárůstu tlaku nad nastavenou mez [12]. Nejčastěji se konstruuje jako sedlový s kuželem (obr. 2-42). Tlak p vstupuje do tělesa ventilu a působí na plochu A . Síla od tlaku je porovnána se silou předpětí pružiny. Pokud dojde k překročení nastaveného tlaku, posune se kužel (1) proti pružině (2). Tím dojde k vytvoření cesty pro kapalinu ze vstupu A na výstup B .



obr. 2-42 Přímě řízený pojistný ventil [12].

Škrťací ventil

Důležitým parametrem škrťacích ventilů je tlaková ztráta, závislá na požadovaném průtoku. Průtok je řízen škrcením (obr. 2-43), a to vytvářením mezery mezi sedlem a elementem (2) (kužel, trojúhelníkový otvor) na posuvném vřetení (1). U kužele se projevuje velká závislost na viskozitě a nízká přesnost při malých změnách nastavení [12]. Tyto nedostatky do jisté míry odstraňuje škrťací ventil s trojúhelníkovým otvorem. Některé případy škrťacích ventilů jsou popsány v kapitole 2.3.2.

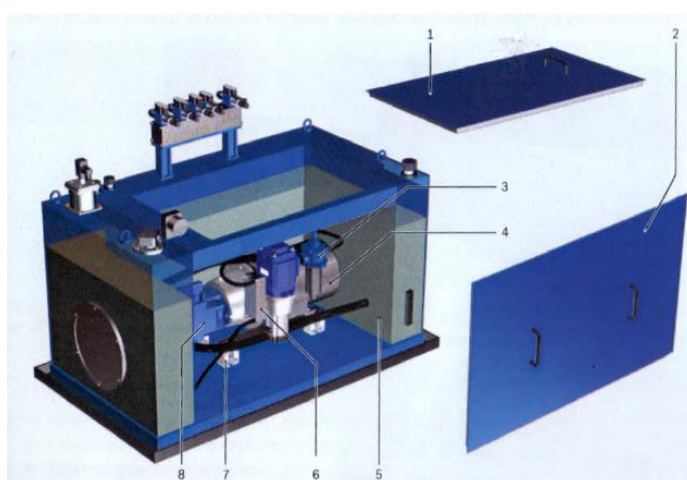


obr. 2-43 Obrázek: a) kuželového elementu; b) elementu tvaru trojúhelníkového otvoru [12].

Hydraulické napájecí jednotky

Jedná se o komplety, které zajišťují kontrolovanou dodávku hydraulické energie. Požadavky na hydraulický systém se pro různé aplikace liší. Spojuje je však snaha o co nejtišší chod a optimální efektivitu (nízké ztráty). Díky modulárnímu provedení součástí je možné jednoduše seskládat hydraulickou jednotku podle požadovaných kritérií.

Jednou z možných jednotek je i tzv. tichá napájecí jednotka. Tato jednotka se vyznačuje tichým chodem, který je dán uložením elektromotoru na silentblocích. Tlumení dále napomáhá konstrukce nádrže, která má tvar písmene U [28]. Ve vnitřním prostoru se nachází výše zmíněný elektromotor. Celek je následně zakrytován izolačními panely. Limitní hodnoty jsou pro objem nádrže 1000 l, pro průtok 200 l/min a pro pracovní tlak 28 MPa [28].

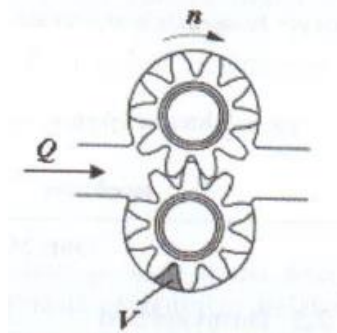


obr. 2-44 Tichá napájecí jednotka: 1,2 – protihlukový kryt, 3 – filtr, 4 – elektromotor, 5 – nádrž tvaru U, 6 – vodní chladič, 7 – silentblok, 8 – hydrogenerátor [28].

2.6.2 Měření základních veličin hydraulického obvodu

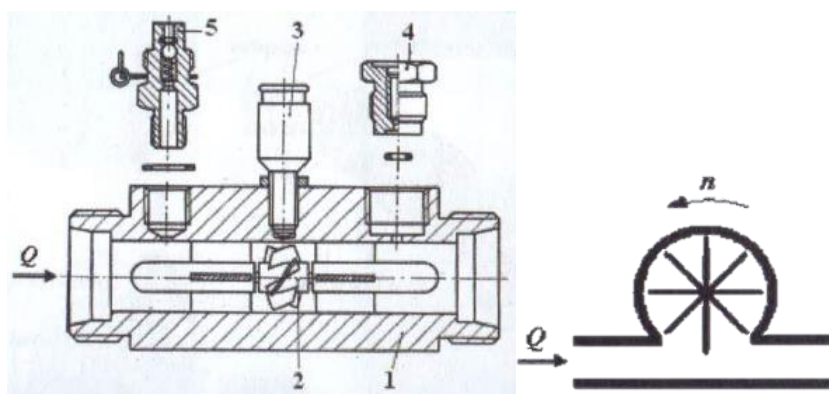
Měření průtoku

Pro měření průtoku se používají průtokoměry, které mohou být objemové nebo rychlostní. Objemové průtokoměry se principem práce podobají hydromotorům, tedy převádí průtok na otáčky. Otáčky se vyhodnocují čítačem impulzů. V praxi se nejčastěji používají průtokoměry s ozubenými koly.



obr. 2-45 Objemový průtokoměr s ozubenými koly [12].

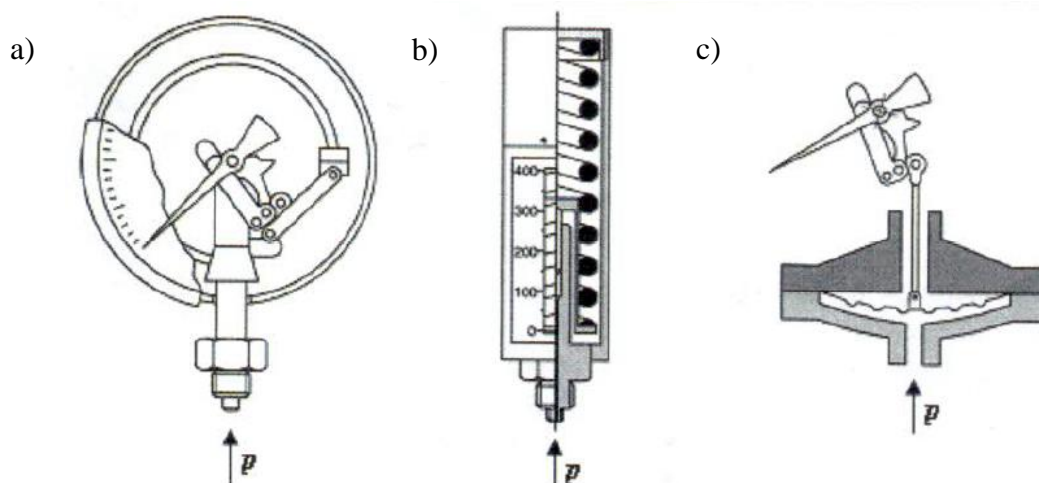
Rychlostní průtokoměry se dělí na turbínové a lopatkové. Turbínový průtokoměr, patrný na obr. 2-46 a), měří otáčky turbíny (2), která je umístěna v průtoku kapaliny. Těleso průtokoměru (1) umožňuje montáž snímače průtoku (3), snímače teploty (4) a snímače tlaku (5). Při laminárním proudění je závislost otáček na průtoku lineární. Při dodržení stálé teploty se dosahuje přesnosti 2 až 1 %. Přesnost je však dána velkou závislostí na viskozitě. Výrobce průtokoměr kalibruje na určitou viskozitu [12]. Dále nastává vysoká chyba měření při nízkých průtocích. Lopatkový průtokoměr, jehož schéma je znázorněno na obr. 2-46 b), vyhodnocuje počet otáček oběžného kola. Opět je přesnost měření závislá na viskozitě kapaliny.



obr. 2-46 Obrázek: a) turbínového průtokoměru; b) lopatkového průtokoměru [12].

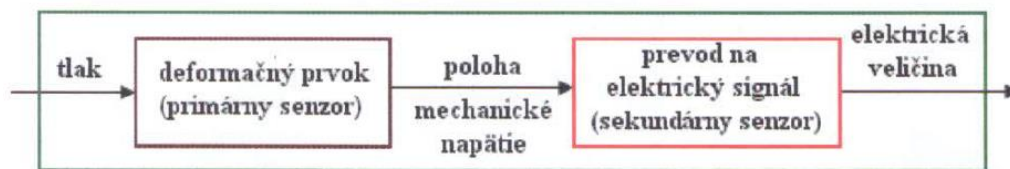
Měření tlaku

Měření tlaku může probíhat buď mechanicky, nebo na elektrickém principu. Mechanický tlakoměr může být připojen na takový tlak, který odpovídá 75 % z maximální hodnoty stupnice. Mechanické tlakoměry mohou být trubicové, pístové, nebo membránové. Trubicový manometr (obr. 2-47 a), též nazýván Bourdonův, je často používaný manometr [12]. Měření je prováděno trubičkou, která je ohnuta do oblouku. Změna tlaku v trubičce se promítne v pohybu koncové polohy trubičky. Přes pákové ústrojí je pohyb koncového bodu převeden na ručičku manometru. Pístový manometr (obr. 2-47 b) porovnáva tlak pod pístem se silou stlačené pružiny. Použití nachází u vyšších tlaků. Membránový manometr (obr. 2-47 c) se používá pro nízké tlaky. Tlak působí na jednu stranu membrány, která se prohne. Tento průhyb je převeden přes pákový mechanismus na ručičku.



obr. 2-47 Obrázek: a) trubicového manometru; b) pístového manometru; c) membránového manometru [12].

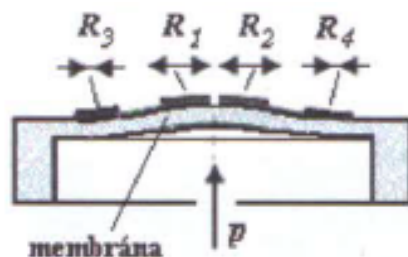
Tlakoměry na elektrickém principu obsahují prvek, jehož deformace vlivem tlaku je převedena na změnu elektrické veličiny (napětí). Převod na elektrický signál, patrný na obr. 2-48, je podmíněn použitím snímače napětí (tenzometrický, piezoelektrický) nebo polohy (kapacitní, indukční) [12]. Nejčastější použití vykazují tenzometrické snímače a v některých aplikacích i piezoelektrické snímače tlaku.



obr. 2-48 Schéma principu funkce snímače na elektrickém principu [12].

Snímač tlaku s odporovým tenzometrem

Využívá principu změny el. odporu na základě změny tvaru v oblasti pružné deformace. Elektrický odpor je potom přímo úměrný změně tvaru (prodloužení nebo smrštění drátku tenzometru). Tenzometry jsou zapojeny do můstku [12]. Primárním senzorem je nejčastěji membrána z nerezové oceli, na kterou jsou tenzometry nalepeny. Situace je patrná na obr. 2-49.



obr. 2-49 Umístění tenzometrů na membráně [12].

Piezoelektrický snímač tlaku

Funguje na principu deformace krystalu. Při deformaci vzniká mezi elektrodami piezoelektrického čidla napětí. Tento způsob měření tlaku je vhodný pro měření dynamického tlaku (pulzace, velmi rychlé tlakové změny). Nejsou vhodné pro měření statického tlaku. Vyznačují se obtížným zpracováváním signálu.

Měření teploty

Teploměry, používané k měření teploty kapaliny, je možné rozdělit na dilatační, odporové a termoelektrické. Mezi dilatační teploměry patří rtuťové a lihové, tedy teploměry pro vizuální měření teploty. Odporový teploměr využívá teplotně závislý odpor (platinový drátek). Tyto teploměry mají široký rozsah měřených teplot s přesností měření mezi 0,5 až 2,5 %. Termoelektrický teploměr využívá k měření termočlánků. Termočlánek pracuje na principu přeměny tepelné energie na elektrickou (teplota je úměrná napětí) [12]. Skládá se ze dvou vodičů o různých materiálech, které jsou na jednom konci spojené (pracovní místo). Volné konce jsou přivedeny na milivoltmetr. Pokud je mezi volnými konci a pracovním místem rozdílná teplota, vznikne mezi volnými konci elektrické napětí. Běžné termočlánky dosahují přesnosti 1 až 3 %. Snímač teploměru by neměl být vystaven pracovnímu médiu a tlaku. Proto se pracovní konec zavádí do tzv. jímky.

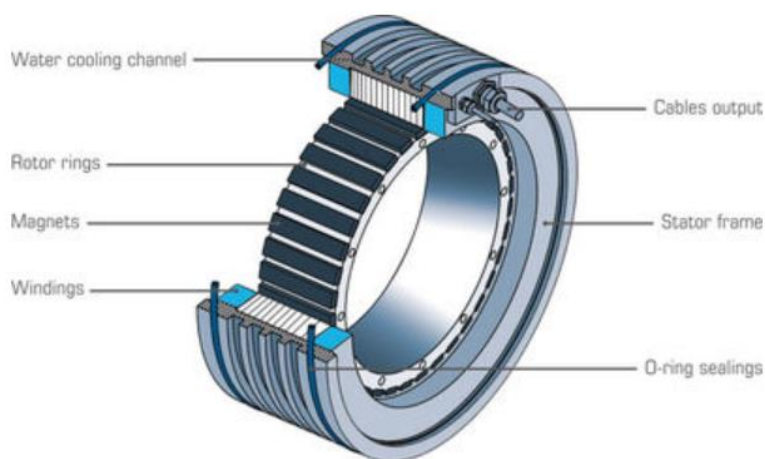
2.7 Řízení rotace ložiska

Ať už se jedná o obráběcí stůl, divadelní točnu, nebo teleskop, je třeba vyřešit pohon konstrukce tak, aby se dala vhodně polohovat. S pohonem se úzce váže zpřevodování kroutícího momentu z motoru na točnu vhodným převodovým ústrojím.

2.7.1 Pohon

Přímý pohon

Někdy též označovaný jako momentový motor. Je to zvláštní druh bezkartáčových synchronních motorů, který obsahuje permanentní magnety. Na vnitřním prstenci (rotor) jsou umístěny permanentní magnety a na vnějším prstenci (stator) jsou umístěny cívky. Zátěž je přímo spojena s rotorem, je tedy odstraněna nutnost montáže převodovky. Produkují vysoký krouticí moment na nízkých rychlostech. Dimenzují se na základě momentu [29]. Tyto pohony nemají žádnou vůli. I přes nepřítomnost převodovky jsou tyto motory drahé. Dále produkují vysoké teplo, které je třeba mařit chladicí kapalinou. Ta proudí drážkami ve vnějším prstenci.



obr. 2-50 Obrázek hlavních částí momentového motoru [29].

Nepřímý pohon

U nepřímých pohonů není motor připojen k hnanému členu přímo. Mezi motor a hnaný člen musí být vložen převod. Mohou být použity elektromotory, hydromotory nebo pneumotory. Těžké obráběcí stoly jsou ve většině případů poháněny nepřímo. Nevýhodou těchto pohonů je vznikající tření v převodovém ústrojí. To si žádá častou údržbu. V soukolí navíc vzniká vůle. Může dojít k jejímu odstranění mechanickou nebo elektronickou cestou. Jednou z metod pro odstranění vůle je řízení *master-slave* (nezaměňovat se systémem kapes), kde jsou použity dva motory a dva pastorky pohánějící velké ozubené kolo [30]. Motory mají stejné parametry a každý slouží k jinému smyslu otáčení. Druhý motor je navíc použit pro brždění a předepnutí polohy. Krouticí moment je rozložen mezi oba motory. Nevýhodou je vyšší pořizovací cena.

Je také možné použít jeden motor a bezvůlovou převodovku. Jde o dvě planetové převodovky poháněné servo-motorem. Převodovky jsou na vstupu spojeny předepínacím členem. Jiným přístupem je použít šnekovou převodovku, která dosahuje velkých převodových poměrů. K odstranění vůle se opět používají dva šneky, nebo dělený šnek [30]. Tento převod je však vhodný pouze pro nižší a malé krouticí momenty. Výhodou je samosvornost, která nevyžaduje brzdu pohonu.

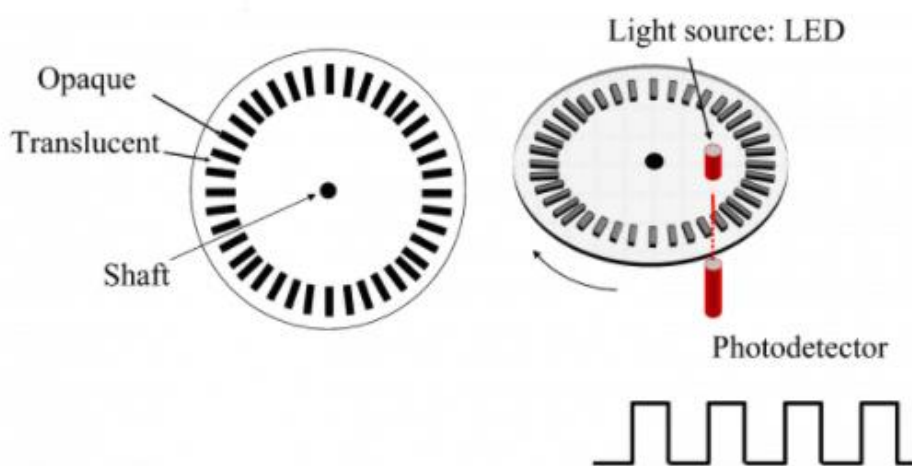
U některých točen a zdymadel je přenos kroutícího momentu realizován cévovým převodem. Hnaný prstenec je tvořen čepy (cévami), jak je patrné na obr. 2-51. Hnací kolo je tvarem podobné řetězovému kolu.



obr. 2-51 Hnaný prstenec cévového převodu [31].

Enkodéry

Jsou to snímače, které převádějí změnu mechanického pohybu na elektrický signál. Dělí se na inkrementální a absolutní. Inkrementální enkodér generuje sled pulzů [32]. Z těchto pulzů je možné zjistit natočení nikoli však přesnou pozici. Naopak absolutní provedení přiřazuje každé pozici natočení konkrétní číselnou hodnotu. Je tedy přesně definováno, v jakém úhlu natočení se enkodér nachází. Princip inkrementálního enkodéru je znázorněn na obr. 2-52. Hřídel motoru (*shaft*) je spojena s diskem. Disk se skládá z plných okének (*opaque*) a průhledných okének (*translucent*). Světlo z LED diody může procházet pouze průhlednými okénky. Světelný impulz aktivuje optický snímač (*photodetector*), který jej převádí na elektrický signál. Absolutní enkodér se liší v počtu optických snímačů, který musí být navýšen na celkem 8 snímačů [32]. Na disku je potom přítomno 8 soustředných prstenců s různými pozicemi plných a průhledných okének. Tím je dosaženo, že každé úhlové natočení vrací rozdílné hodnoty ze snímačů.



obr. 2-52 Princip funkce enkodéru [32].

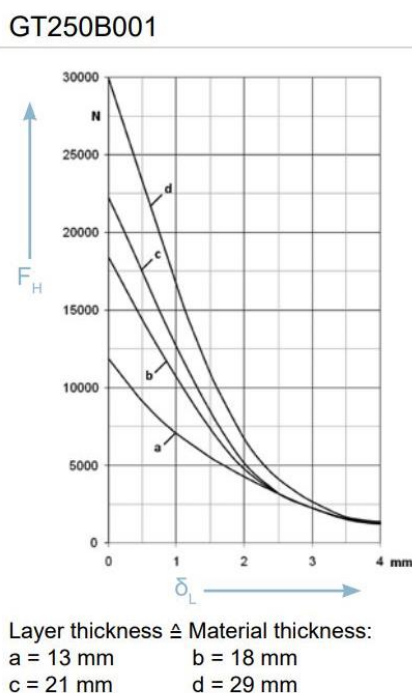
Inkrementální enkodéry jsou většinou, kromě hlavního kanálu, vybaveny navíc nulovým kanálem. Ten obsahuje pouze jedno plné okénko, které je ve fázi s jedním z plných okének hlavního kanálu. Signál z tohoto kanálu vrací referenční polohu hřídele enkodéru. K vyhodnocení signálu z enkodéru je potřeba PLC.

2.8 Způsoby zatěžování

Pro potřeby modelu 1:10 je nutné zvolit způsob zatěžování, který bude simulovat provozní zatížení ložiska. To může dosahovat až 40 tun. Mimo níže popsané způsoby zatěžování je možné sílu vyvodit utahováním šroubu a matice. Dále pak způsoby jako postupné zatěžování reálnou hmotností (např. vrstvení závaží o definované hmotnosti) nebo zatěžování pomocí protilehlého axiálního hydrostatického ložiska nebudou kvůli své obecné obtížnosti uvažovány.

Elektromagnety

Rozměrné elektromagnety nachází nejčastější použití pro upínání obrobků či jejich přepravu. Předepsanému rozsahu zatížení se nejvíce přiblížily elektromagnety od společnosti Kendrion. Ty byly schopné vyvodit magnetickou sílu až 30 kN. Je ovšem nutné podotknout, že konkrétní magnet, který tuto sílu vyvodí, má v průměru 250 mm. Dále pak se s použitím magnetů pojí problematika vzduchové mezery. Magnetická síla, která je udaná výrobcem, odpovídá stavu, kdy plocha magnetu dokonale kopíruje plochu přidržovaného povrchu. Vzduchová mezera je tedy nulová. V momentě, kdy dojde k nárůstu vzduchové mezery, začne síla exponenciálně klesat, jak je patrné z grafu na obr. 2-53. Neméně důležitým parametrem je i tloušťka přidržovaného materiálu, která též ovlivňuje magnetickou sílu. Cena elektromagnetu GT250B001 od společnosti Kendrion [33] činí 40 000 Kč.



obr. 2-53 Graf závislosti magnetické síly na vzduchové mezeře magnetu GT250B001 [33].

Přímočarý hydromotor

Přímočaré hydromotory můžeme rozdělit podle směru síly na jednočinné a dvojčinné. Dvojčinný hydromotor má na svém plášti dva vstupní otvory tak, aby bylo možné přivést kapalinu z každé strany pístu. Naopak jednočinný hydromotor má pouze jeden vstup, který umožňuje vyvodit silový účinek pouze jedním směrem [12]. Zpětný chod pístu potom může být zajištěn vnější silou nebo pružinou. Ovládání hydromotoru je realizováno separátním okruhem, jelikož zde bude potřeba rozdílný rozsah tlaku než u hydraulického okruhu ložiska. Další možností je použít ruční pumpu. Vhodné řešení, komerčně dostupné jako komplet, nabízí tzv. klempířský stahovák. Součástí je jednočinný hydraulický válec schopný vyvodit sílu 100 kN [34]. Vracení pístu je zajištěno pružinou. Montážní vidlice jsou vybaveny demontovatelnými háky.



obr. 2-54 Klempířský stahovák ovládaný ruční pumpou [34].

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

3.1 Analýza problému

Práce se zabývá návrhem axiálního hydrostatického ložiska v měřítku 1:10. Ložisko v plné velikosti může sloužit jako axiální uložení divadelní točny. Použití u divadelních točen umožní omezit hluchnost, která je spojená se současným řešením pojezdu kol po kolejnici. Dále umožní snížit ztráty vzniklé tření kola po kolejnici a tím i snížit výkonovou náročnost pohonu. Tomuto zadání předcházela návrh a výroba testeru jednoho hydraulického segmentu. Na tomto zařízení bude možné experimentálně ověřit výpočet hydrostatického ložiska a testovat výrobní nepřesnosti. Agregát k tomuto zařízení realizovala a dodala firma Bosch Rexroth.

Modelové ložisko by šlo jednoduše vyrobit konvenčními metodami z jednoho kusu materiálu. V reálné aplikaci bude situace složitější. Běhoun, tedy kruhový prstenec o průměru 20 m, není možné vyrobit z jednoho kusu v dostatečné přesnosti. Proto bude vyroben jako dělený. S tímto řešením se však pojí problémy, jako výškové nastavení segmentů, ustavení segmentů vůči sobě, vhodné spojování segmentů apod. Tato omezení, plynoucí z montáže rozměrného ložiska, musí obsahovat i modelové ložisko. Konstrukce modelu tedy bude obsahovat dělený běhoun a bude nutné nadefinovat metodu ustavení segmentů.

Hydraulický obvod bude konzultován v Bosch Rexroth. Je nutné zajistit vhodné provozní podmínky maziva. Především pak jeho vhodné chlazení z důvodu snahy přiblížit se co nejvíce vypočteným hodnotám a jeho filtraci tak, aby nedocházelo ke kontaminaci maziva. Dále pak bude třeba zvážit, zda hlučné části hydraulického obvodu umisťovat do velké vzdálenosti od ložiska, a tedy i od jeviště. Na první pohled se toto řešení jeví jako vhodné. Se stoupající vzdáleností, a tedy s prodlužováním potrubí však vznikají v obvodu ztráty. Ty mohou způsobit rozdílný průtok maziva do kapes.

Měření na testovacím zařízení bude mít za cíl odhalit dovolené montážní nepřesnosti. Hydrostatická ložiska se obecně řadí k přesným zařízením, u nichž je potřeba zajistit rovnoběžnost kluzných povrchů. Pokud by se dal konstrukční úpravou (silentblokem) vliv montážních nepřesností omezit, dala by se hydrostatická ložiska používat i tam, kde nejsou zajištěny potřebné podmínky (nerovná podlaha, sklepní prostředí apod.)

3.2 Analýza a zhodnocení řešerše

Ložisko bude navrženo na základě výpočtu parametrů kapsy a buňky. Buňka umožňuje oddělení dosednutých kluzných ploch a vytvoření nosné vrstvy maziva. U tvaru buňky je rozhodující plocha, která musí odpovídat tlaku potřebnému pro oddělení povrchů. Výpočet bude proveden pro čtvercovou buňku. Z výpočtu ložiska vyplyne geometrie kapsy a buňky spolu s požadavky na hydraulický systém. Problémy s montáží a ustavováním dělené konstrukce ložiska byly popsány u podobné problematiky Magellanových teleskopů. Spoje segmentů budou realizovány šroubovými spoji. Ustavení segmentu běhounu do pozice definující výrobní nepřesnost bude realizováno pomocí šroubových kotev. Požadavky na materiál budou známy po nadefinování dosedací plochy. Dosedací plocha bude podrobena výpočtu na otlačení, ze kterého vyplyne maximální tlak. Tento výpočet též rozhodne o vhodnosti povlakových materiálů. Kapsy budou navrženy jako naklopitelné na silentbloku. Takto řešené kapsy umožní simulovat kompenzaci výrobních nepřesností běhounu, které se u reálných ložisek budou vyskytovat. Zároveň je potřeba v měření počítat s referenční hodnotou čili zda je vliv silentbloku prokazatelný. Posouzení bude provedeno vzhledem ke kapse na pevnost, přičemž konstrukce testeru musí tento požadavek umožňovat.

Z řešerše hydraulického systému vyplývá, že v této aplikaci bude nejlepší použít systém s konstantním tlakem. Kapilára a clona vykazují nejmenší tuhost. Navíc je u nich nebezpečí zanesení nečistotami v mazivu a případná korekce průtoku značí výměnu, a tedy i výrobu nové kapiláry či clony. Škrťací ventil naopak vykazuje nejvyšší tuhost z posuzovaných restriktorů a zároveň umožňuje operativně nastavovat průtok. Průtok jako takový je velmi důležitý parametr, jelikož na něm závisí tloušťka mazacího filmu. Závislost je ale ve třetí mocnině což bude činit nastavení průtoku obtížné (u clony a kapiláry nemožné). Dále bude nutné zohlednit tlakový spád způsobený škrcením kapaliny ve ventilu. Hydraulický systém bude plněn mazivem HLP 46, které je vhodné pro hydraulické systémy, u kterých je požadováno velké přenášené zatížení.

Momentové motory v takto rozměrné aplikaci jsou nerelevantní. V úvahu tedy připadá pohon elektromotorem, který se blíží následné reálné aplikaci u divadelní točny. Vzhledem k obdobnému použití u točen bude vhodné použít cévový převod poháněný elektromotorem. Umožní reagovat na výškové rozdíly při měnící se výšce maziva v kontaktu ložiska. Elektromotory nejsou obecně vhodné pro nízké otáčky, jelikož při nich nastává problém s chlazením. Proto bude nutné elektromotor vhodně zpřevodovat. Pro tento účel se nejlépe jeví šneková převodovka, která navíc zajistí točnou samosvornost v klidové pozici.

Zatěžování přichází v úvahu elektromagnety nebo hydraulickým válcem. Elektromagnety se jeví jako elegantní řešení. Je zde však problém se zajištěním konstantní mezery mezi přitahovanou plochou a elektromagnetem. Se zvyšující se mezerou klesá přitažná síla s druhou mocninou. Dále je potřeba zajistit dostatečnou tloušťku přitahovaného materiálu. Zatěžování pomocí hydraulického válce do systému zanesení zatěžovací rám a vhodný převod zatížení ze statického rámu na rotující běhoun. Tímto převodem mohou být kola odvalující se po horní ploše běhounu. Použití více hydraulických válců v různých pozicích umožní simulovat excentrické zatížení kapsy. Velmi výhodné se též jeví tažné válce (pracovní pohyb pístu je ve směru do válce), které sníží prostorové nároky.

3.3 Cíl práce

Hlavním cílem práce je navrhnout axiální hydrostatické ložisko pro divadelní točnu v měřítku 1:10. Model bude navržen s ohledem na výrobní možnosti a přesnosti obrábění, kterých lze dosáhnout i u reálných ložisek. Běhoun bude vyroben jako dělený, tedy sestavený z více segmentů. Na modelu bude možno testovat pohlcování montážních nepřesností plynoucích z montáže kapsy. Velký průměr běhounu bude 2 metry a přenášené zatížení 40 tun.

Mezi dílčí cíle práce se řadí analýza problému a provedení bibliografické rešerše existujících řešení, vypracování koncepčních návrhů možných řešení, konstrukční návrh s výrobní dokumentací vybraných součástí a návrh technologie výroby. Budou přiložena digitální data.

Výstupem této práce bude článek. Realizace modelu bude z časových důvodů odložena. Návrh bude podložen průvodní zprávou a výkresovou dokumentací vybraných součástí a sestavy.

Na testeru bude možné sledovat tloušťku mazacího filmu, teplotu maziva v buňce a tlak maziva vstupujícího do buňky. Pohon musí umožnit plynulou změnu otáček rotujícího běhounu v rozsahu 0 - 11,5 ot/min. Maximální průměr běhounu nesmí přesáhnout 2 metry. Způsob zatěžování musí být schopný vyvodit 40 tun.

4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

Parametry, dané zadáním, v tab. 4-1 poslouží jako vstupní veličiny do výpočtu ložiska.

tab. 4-1 Zadané parametry modelového ložiska

Max. průměr točny	Počet segmentů	Obvodová rychlost	Tlak v hydraulice	Výkon pohonu
2 m	max. 4	max. 1,2 m.s ⁻¹	max. 16 MPa	max. 15 kW

4.1 Metodika návrhu ložiska

Výpočet HS ložiska obecně sestává ze tří částí, a to z výpočtu geometrických parametrů, výpočtu parametrů hydraulického obvodu a optimalizace. Ve výpočtu geometrických parametrů je výstupem tzv. efektivní plocha [35]. Ta reprezentuje plochu, na které působí tlak maziva po oddělení povrchů. Jak je zřejmé z obr. 2-2 d) v kapitole 2.1.2 tlakový průběh maziva začne směrem k výtoku klesat. Efektivní plocha je potom součtem plochy buňky a plochy odpovídající střední hodnotě poklesu tlaku. Vstupem do výpočtu je geometrie kapsy. V případě kruhové kapsy potom vnější poloměr kapsy a poloměr buňky. Vnější poloměr kapsy je většinou pevně dán zástavbovými rozměry ložiska a poloměr buňky se zvolí s ohledem na výpočet otlacení dosedacích ploch. Výpočtová část zabývající se návrhem hydraulického obvodu má vstupní veličiny zatížení, geometrii buňky a tloušťku, hustotu a viskozitu maziva. Zatížení je známé ze zadání a geometrie z předešlého výpočtu. Parametry maziva odpovídají zvolenému oleji HLP 46. Z výpočtu vyjde objemový průtok a tlak v buňce. Při návrhu systému s konstantním tlakem, a tedy i s restriktory, do výpočtu navíc vstupuje tlak dodávaný do restriktoru a konstanta odpovídající použitému restriktoru (kapilární, clonová). Tako konstanta závisí na geometrii restriktoru. Navíc je nutné ověřit, že Reynoldsovo číslo odpovídá laminárnímu proudění, pro které je výpočet odvozen. Dodávaný tlak a průtok jsou potřeba pro volbu hydrogenerátoru a ostatních prvků hydraulického obvodu. Nomogramy, zjednodušující výpočet a popisující vzájemný vztah součinitelů, sestavili Loeb a Rippel [36] na základě jednoduchých případů ložiska.

4.1.1 Výpočet geometrie kapsy

Při výpočtu hydrostatického ložiska je nutné určit tzv. součinitele ložiskové kapsy. Obecně lze přenášené zatížení kapsou vypočítat jako

$$F = p_f \cdot A_p \cdot p_r \quad (1)$$

kde p_f je tlakový součinitel, A_p je celková promítnutá plocha kapsy a p_r tlak v buňce. Průtok maziva buňkou a mezerou mezi kluznými povrchy lze opět obecně vyjádřit

$$Q = q_f \cdot \left(\frac{F}{A_p} \right) \cdot \frac{h^3}{\mu} \quad (2)$$

kde q_f je průtokový součinitel, h je tloušťka mazacího filmu a μ je dynamická viskozita. Součinitele p_f a q_f jsou bezrozměrné a závisí na obvodovém tvaru kapsy, tvaru buňky a na poměru velikosti kapsy a buňky.

Potřebný dodávaný výkon do kapsy je možné určit z

$$H_c = p_r \cdot Q = H_f \cdot \left(\frac{W}{A_p} \right)^2 \cdot \frac{h^3}{\mu} \quad (3)$$

kde $H_f = \frac{q_f}{p_f}$ je ztrátový součinitel.

Tlakový součinitel

Vytváří závislost přenášeného zatížení F na tlaku v buňce p_r . Vyjadřuje, s jakou efektivitou ložisko využívá tlak v buňce k přenesení zatížení.

Průtokový součinitel

Vytváří závislost průtoku maziva ložiskem na zatížení a tloušťce mazacího filmu. Se vzrůstající velikostí buňky se hydraulický odpor proti tečení snižuje a zvyšuje se tedy průtok.

Ztrátový součinitel

Většina konfigurací HS ložisek mají minimální hodnoty H_c , pokud se poměr délky buňky ku délce kapsy pohybuje od 0,4 do 0,6 [37]. Při určování celkového výkonu je nutné zahrnout pokles tlaku, který zvýší potřebný výkon.

4.1.2 Metody určování součinitelů

Existuje několik metod, jakým způsobem určit bezrozměrné součinitele. Mezi zástupce patří analytické řešení, aproximace lineárního poklesu tlaku, analogie s elektrickým polem nebo experimentální metoda.

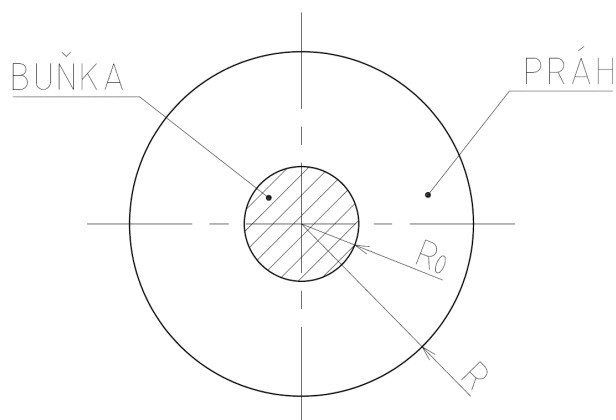
Analytické řešení

Toto řešení lze použít pro konfigurace HS ložisek, u kterých je pouze radiální výtok. Je možné použít u kruhové kapsy a kapsy tvaru mezikruží [35]. Součinitele pro kruhovou kapsu dle obr. 4-1 jsou:

$$p_f = \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{1 - \left(\frac{R_0}{R}\right)^2}{\ln \frac{R}{R_0}} \right] \quad (4)$$

$$q_f = \frac{\pi}{3} \cdot \left[\frac{1}{1 - \left(\frac{R_0}{R}\right)^2} \right] \quad (5)$$

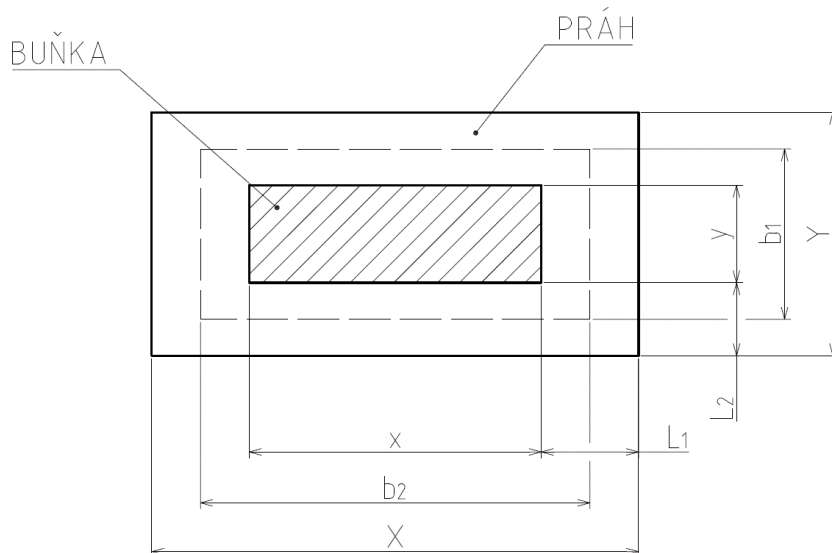
$$H_f = \frac{2 \cdot \pi \cdot \ln \frac{R}{R_0}}{3 \cdot \left[1 - \left(\frac{R_0}{R}\right)^2 \right]^2} \quad (6)$$



obr. 4-1 Geometrie kruhové kapsy.

Aproximace lineárního poklesu tlaku

Tato metoda byla podrobně popsána v příručce pro návrh hydrostatických ložisek od Rippela [37]. Předpokladem je zjednodušení ve formě zlinearizování poklesu tlaku mezi buňkou a krajem kapsy. Existují 3 přístupy, které vychází z geometrie dle obr. 4-2.



obr. 4-2 Geometrie obdélníkové kapsy.

První přístup uvažuje, že celkové zatížení je rovno součtu tlaku v buňce násobeného plochou buňky a průměrného tlaku v prahové oblasti.

$$F = p_r \cdot (x \cdot y) + \frac{p_r}{2} \cdot (X \cdot Y - x \cdot y) \quad (7)$$

Dosazením do rovnice (1) lze vyjádřit

$$p_f = \frac{1}{2} \cdot \left(1 + \frac{x \cdot y}{X \cdot Y} \right) \quad (8)$$

Druhý přístup uvažuje, že přenášené zatížení je rovno objemu tlakového profilu (komolého jehlanu).

$$F = \frac{1}{3} \cdot \left[X \cdot Y + x \cdot y + \sqrt{(X \cdot Y \cdot x \cdot y)} \right] \cdot p_r \quad (9)$$

Dosazením do rovnice (1) lze vyjádřit

$$p_f = \frac{1}{3} \cdot \left(1 + \frac{x \cdot y}{X \cdot Y} + \sqrt{\frac{x \cdot y}{X \cdot Y}} \right) \quad (10)$$

Třetí přístup zanedbává rohy prahové oblasti. Zatížení je potom rovno

$$F = p_r \cdot (x \cdot y) + \frac{p_r}{2} \cdot [x \cdot (Y - y) + y \cdot (X - x)] \quad (11)$$

Dosazením do rovnice (1) lze vyjádřit

$$p_f = \frac{\frac{x \cdot y}{x \cdot y}}{2} \cdot \left(\frac{Y}{y} + \frac{X}{x} \right) \quad (12)$$

Srovnání předešlých tří metod odhaluje, že vypočtené hodnoty p_f pomocí první a druhé metody jsou vyšší než reálná hodnota a pomocí třetí metody nižší než reálná hodnota. Reálné hodnoty byly zjištěny experimentálně. Průtok ložiskem je potom roven

$$Q = \frac{p_r \cdot h^3}{12 \cdot \mu} \cdot \left(2 \cdot \frac{b_2}{L_2} + 2 \cdot \frac{b_1}{L_1} \right) \quad (13)$$

Dosazením do rovnice (2) lze vyjádřit

$$q_f = \frac{1}{6 \cdot p_f} \cdot \left(\frac{b_1}{L_1} + \frac{b_2}{L_2} \right) \quad (14)$$

Součinitele pro ostatní tvary ložiska mohou být obdobně aproximovány. Tato metoda by však neměla být použita, pokud poměr plochy buňky a plochy kapsy je menší než 0,25.

Analogie s elektrickým polem

Charakteristiky ložiska mohou být zjištěny i pomocí zařízení simulující elektrické pole a zapisující výsledky do grafu. Tato metoda vrací uspokojivé výsledky ve formě grafu, ze kterého lze odečíst součinitele. Je založena na podobnosti Reynoldsovy rovnice s rovnicí elektrické intenzity [36].

Experimentální metoda

Je vytvořen zmenšený model předlohového ložiska. Na tomto modelu jsou změřeny zatížení a průtokové charakteristiky. Jediným požadavkem je shodná geometrie ložisek zmenšená v měřítku. Zjištěné koeficienty a_f a q_f na modelovém ložisku mohou být použity na ložiska stejného tvaru bez rozdílu velikosti.

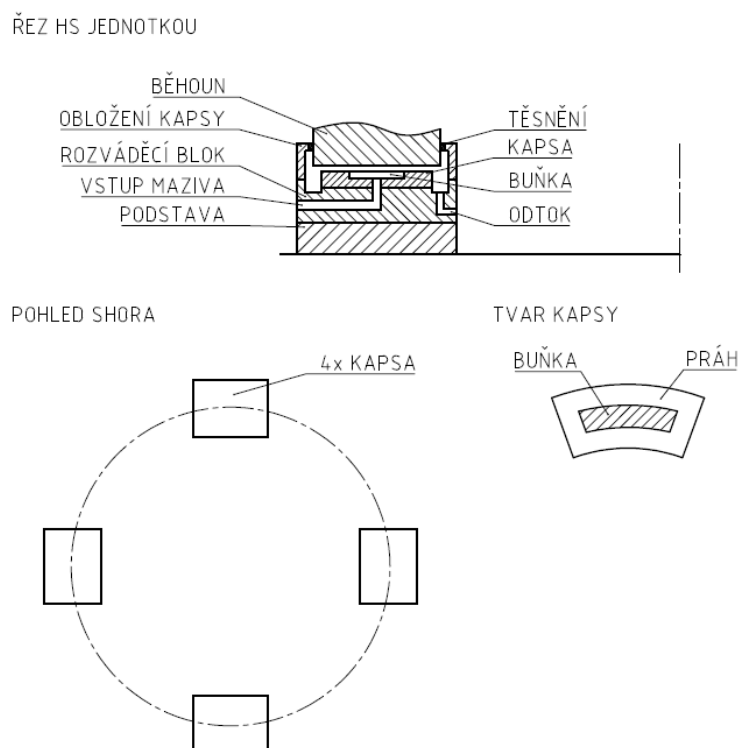
4.2 Koncepční návrhy testeru

Na základě rešerše byly sestaveny koncepty hlavních konstrukčních uzlů: axiálního HS ložiska, hydraulického okruhu, pohonu točny a zatěžování. U konceptů ložiska bude posuzována schopnost kapsy přizpůsobit se montážní či výrobní nepřesnosti. Koncepty hydraulického okruhu budou posouzeny podle použitého bezpečnostního prvku. Zatěžování potom s ohledem na možné řešení, jak vyvodit požadované zatížení.

4.2.1 Koncepty axiálního hydrostatického ložiska

Koncept s pevnou kapsou

Tento koncept uvažuje s kapsou, která je pevně spojena se základem. Buňka v tomto případě může být tvaru výseče z mezikruží, která kopíruje tvar točny. Tato kapsa může být spočítána pomocí aproximační metody. Kapsa je uložena na rozváděcí blok. Ten zajišťuje dodávku maziva z hydraulického obvodu do kapsy a zároveň odvod maziva zpět do nádrže přes odtokový otvor. Blok je usazen na podporu, která reprezentuje prostor, ve kterém bude tester umístěn. Aby nedošlo ke kontaminaci maziva prachovými částicemi ze vzduchu, bude prostor kapsy krytován obložením kapsy a utěsněn pomocí těsnění doléhajícího na běhoun. V prostoru se potom budou nacházet 4 shodné hydrostatické jednotky. Tento koncept se vyznačuje jednoduchostí, jelikož kapsa je nepohyblivá. Na druhou stranu ale nedochází k vyrovnávání nerovností.

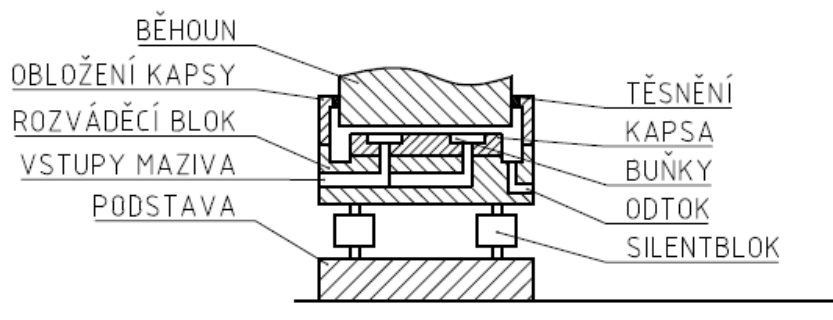


obr. 4-3 Schématické zobrazení konceptu ložiska s pevnou kapsou.

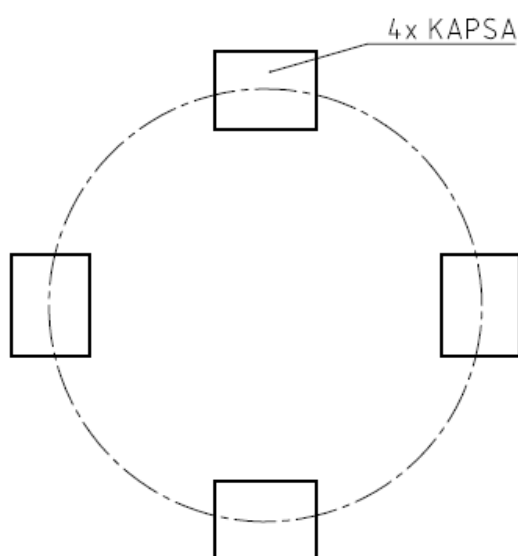
Koncept s naklopitelnou kapsou – silentbloky

Řešení je obdobné jako u konceptu 1. Rozdíl je, že kapsa, potažmo rozváděcí blok, je v tomto případě uložen na silentblocích. Silentblok umožní jak výškové nastavení kapsy, tak i natočení kapsy. Oproti předešlému konceptu dojde ke zvýšení počtu vtokových otvorů v rozváděcím bloku. Kapsa bude obsahovat 4 čtvercové buňky. Větší počet buněk umožní lépe reagovat na nepřesnosti. Buňku tvaru čtverce je opět možné navrhnout pomocí aproximační metody. Použití této kapsy ale zvýší nároky na hydraulický okruh, který bude muset zajistit větší průtok maziva. Další možností je použít metodu podobnosti s elektrickým polem. Opět budou použity 4 shodné hydrostatické jednotky.

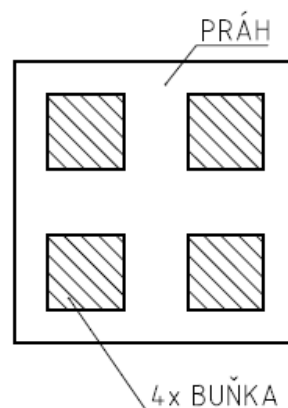
ŘEZ HS JEDNOTKOU



POHLED SHORA



TVAR KAPSY

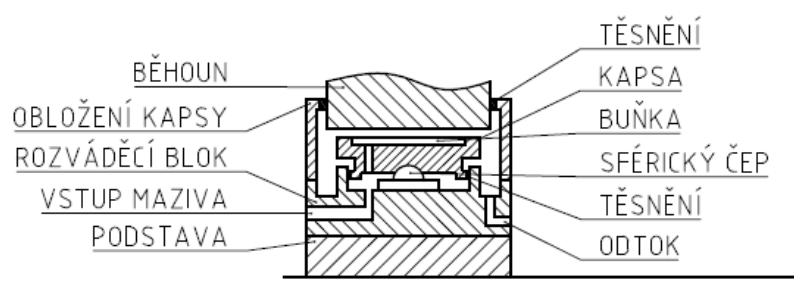


obr. 4-4 Schématické zobrazení konceptu ložiska s kapsou uloženou na silentblocích.

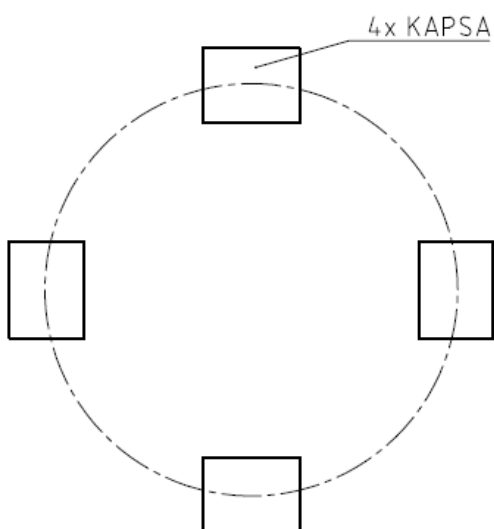
Koncept s naklopitelnou kapsou – kombinace *master-slave* a sférický čep

Tento koncept kombinuje v rešerši popsané možnosti uložení kapsy. Díky sférickému čepu se kapsa může naklonit vůči nepřesnostem. Navíc je prostor pod kapsou vytvořen jako píst. Tedy mazivo nejprve vyplní prostor pod kapsou a následovně vstupuje do kapsy. Tlak pod kapsou reguluje výškové nastavení kapsy. Vzhledem k tlakovému spádu by kapalina neměla tendenci téct do více jak jednoho vtokového otvoru. Tím pádem je nutné kapsu navrhnout jako jednobuňkovou a tím snížit reakce na nepřesnosti. Toto řešení značně zvyšuje konstrukční složitost uložení. Dále pak hrozí zadření v místě kontaktu čepu a kapsy.

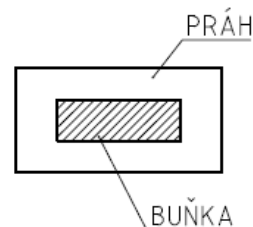
ŘEZ HS JEDNOTKOU



POHLED SHORA



TVAR KAPSY



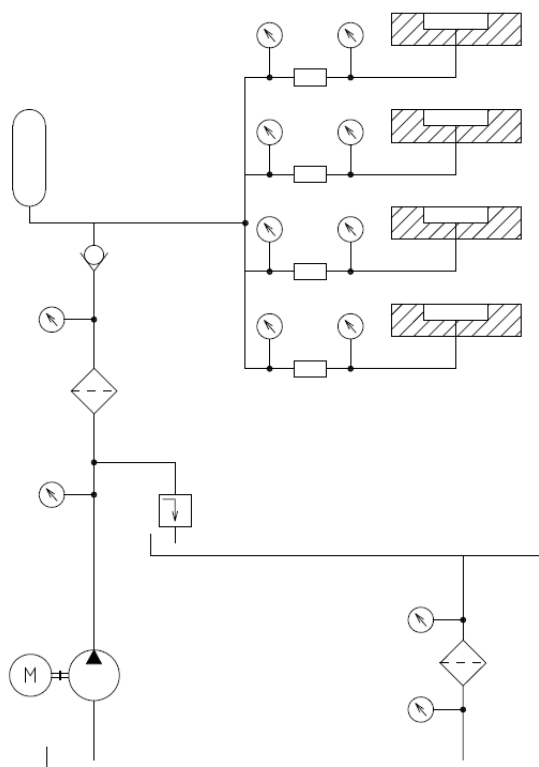
obr. 4-5 Schématické zobrazení konceptu ložiska s kapsou uloženou na sférickém čepu s možností výškového nastavení.

4.2.2 Koncepční návrhy hydraulického obvodu

Níže jsou popsány možné varianty hydraulického systému. Koncept 4.2.2 c) je zde uveden pro případ nutnosti chladit mazivo a první dva koncepty jím mohou být vybaveny. Představení konceptů zachycuje schémata hydraulických řetězců s odpovídající symbolikou. Použité symboly jsou uvedeny na obr. 4-9. Schémata konceptů zachycují prvky, které bude potřeba použít (princip).

Koncept hydraulického systému s hydraulickou baterií

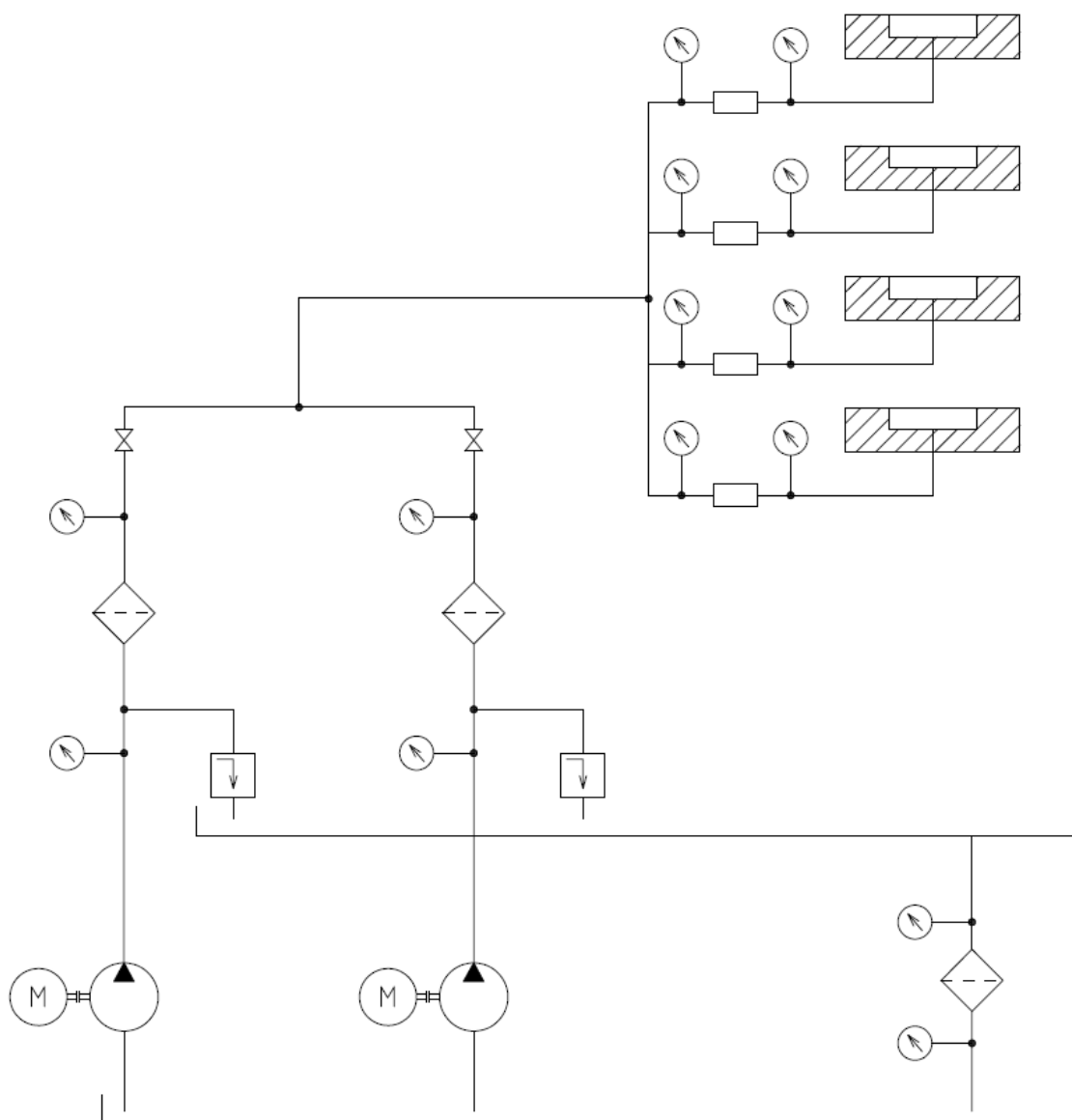
Na obr. 4-6 je zachycen obvod s hydraulickou baterií (akumulátorem). Mazivo je čerpáno hydrogenerátorem z primární nádrže. Hydrogenerátor je poháněn elektromotorem. Následuje vizuální kontrola tlaku pomocí tlakoměru. V případě, že dojde ke zvýšení tlaku v obvodu, přebytečné mazivo odteče přes pojišťovací ventil do sekundární nádrže. Kvůli případným nečistotám je zařazen filtr. Jeho naplnění je možné sledovat pomocí tlakoměru. V případě poklesu tlaku za filtrem lze očekávat zanesenou filtrační vložku. Vzhledem k použité hydraulické baterii je do obvodu umístěn zpětný ventil. Ten za normálního provozu propouští mazivo. V případě výpadku čerpadla se ventil uzavře a hydraulická baterie udržuje tlak pouze v okruhu s kapsami ložiska. Potrubí se dále větví dle počtu kapes, do každé z nich před vstupem do buňky je umístěn restriktor s měřením tlaku před a za ním. Mazivo volně vytékající z ložiska je svedeno do sekundární nádrže, odkud je vráceno zpět do primární nádrže přes další filtraci.



obr. 4-6 Koncept hydraulického obvodu 4.2.2 a).

Koncept hydraulického systému se záložní řadou

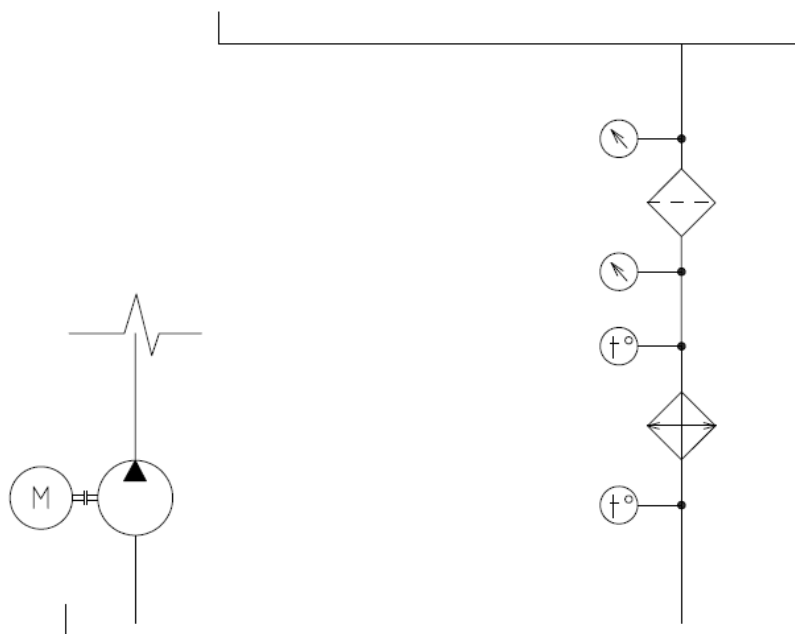
Další možnost je ukázána na obr. 4-7. Zde je opět mazivo čerpáno z primární nádrže hydrogenerátorem a dále postupuje přes pojistný ventil do filtrace. Tato řada je zdvojená. V provozu je pouze hlavní řada. V případě jejího výpadku dojde k uzavření klapky na hlavní větvi a naběhnutí záložní řady. Toto řešení je prostorově náročnější a dražší než koncept 4.2.2 a) vzhledem k použití více hydraulických prvků. Na druhou stranu, případnou poruchu je možno řešit bez výpadku v provozu ložiska.



obr. 4-7 Koncept hydraulického obvodu 4.2.2 b).

Koncept hydraulického systému s chlazením

Koncept 4.2.2 c) zobrazený na obr. 4-8 je rozšířením pro předešlé koncepty. V případě, že bude třeba mazivo chladit, se do spojovací větve nádrží umístí chladič. Zároveň se zde bude sledovat rozdíl teplot. Potřeba chladit mazivo může nastat v případě, že nebude stačit odvod tepla přes stěny nádrže a potrubím a při extrémních rychlostech otáčení. Dále pak pokud není zajištěn gravitační odvod kapaliny na zpětné větvi, musí se instalovat za chladič druhé čerpadlo.



obr. 4-8 Koncept hydraulického obvodu 4.2.2 c)

	chladič		pojišťovací ventil
	elektromotor		restriktor
	filtr		teploměr
	hydraulická baterie		tlakoměr
	hydrogenerátor		uzavírací ventil
	nádrž		zpětný ventil

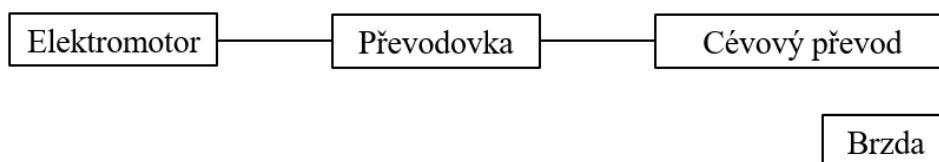
obr. 4-9 Symboly použitých hydraulických prvků

4.2.3 Koncepční návrhy pohonu točny

Z analýzy vyplývá, že momentový motor je pro návrh točny nevhodný. Proto budou koncepty pohonu cílené na pohon elektromotorem, případně hydromotorem.

Koncept ovládání točny 1

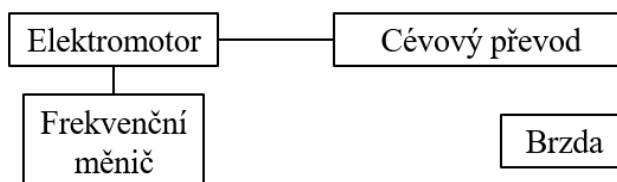
Tento koncept uvažuje s elektromotorem s konstantními otáčkami. Jelikož maximální otáčky točny dosahují pouze 11,5 ot/min, bude potřeba snížit otáčky motoru vložením převodového ústrojí. Následně bude k převodu kroutícího momentu z motoru na točnu využito cévového převodu. Pokud bude použita převodovka s čelními nebo kuželovými zuby, nebude zajištěna samosvornost, a tedy ani zastavení rotace točny po vypnutí motoru. Proto bude dále točna vybavena brzdou, která zajistí bezpečné zastavení rotující hmoty. Nevýhody tohoto řešení budou větší nároky na prostor díky vložené převodovce a nemožnost změnit otáčky a testovat tak např. chování ložiska při velmi nízkých otáčkách.



obr. 4-10 Schéma konceptu ovládání točny 1.

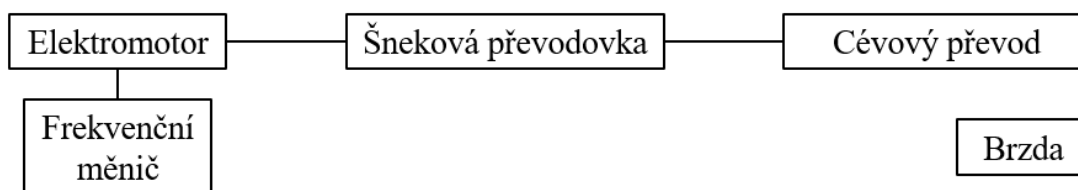
Koncept ovládání točny 2

Pohon sestává z elektromotoru s frekvenčním měničem. Frekvenční měnič umožní plynulou regulaci otáček točny. Tím pádem není teoreticky zapotřebí používat převodový mechanismus. Dále pak umožní testování ložiska při různých rychlostech otáčení. Na výstupní hřídel elektromotoru bude nasunuto palečné kolo cévového převodu. Brzda je zde použita čistě z bezpečnostních důvodů, jelikož převod je realizován z motoru přímo na točnu. Použití tohoto konceptu je podmíněno funkčností elektromotoru a frekvenčního měniče při nízkých otáčkách.



obr. 4-11 Schéma konceptu ovládání točny 2.

Koncept ovládání točny 3



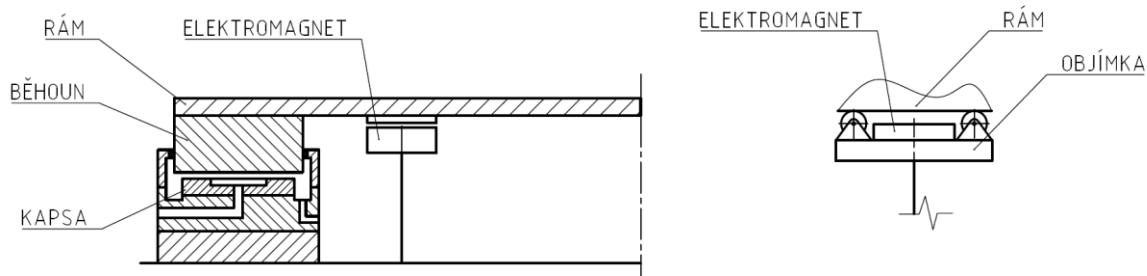
obr. 4-12 Schéma konceptu ovládání točny 3.

Tento koncept používá pro pohon elektromotor s frekvenčním měničem. Tím pádem je možné měnit otáčky točny, a tedy i testované provozní podmínky. Použitím šnekové převodovky bude možné omezit otáčky elektromotoru na požadovanou nízkou hodnotu a zároveň bude zajištěna samosvornost převodu. Brzda opět slouží jako bezpečnostní prvek.

4.2.4 Koncepční návrhy zatěžování

Zatěžování pomocí elektromagnetů

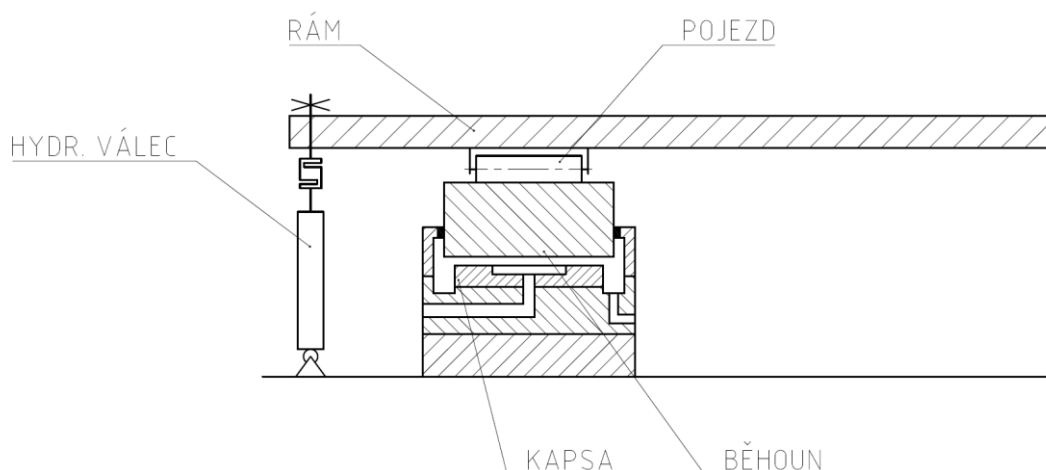
Při použití elektromagnetu hraje klíčovou roli tloušťka přitahované plochy a výška vzduchové mezery. Nastavování výšky je možné řešit pomocí výškově nastavitelných kol na objímce magnetu, kdy by kola kopírovala přitahovaný povrch na rámu. Pro takto velká zatížení (40 tun) je ovšem potřeba použít více (desítky) magnetů. Došlo by k enormnímu nárůstu ceny a dá se předpokládat, že i ke zvýšení prostorových nároků.



obr. 4-13 Schéma zatěžování pomocí elektromagnetu.

Zatěžování pomocí hydraulického válce

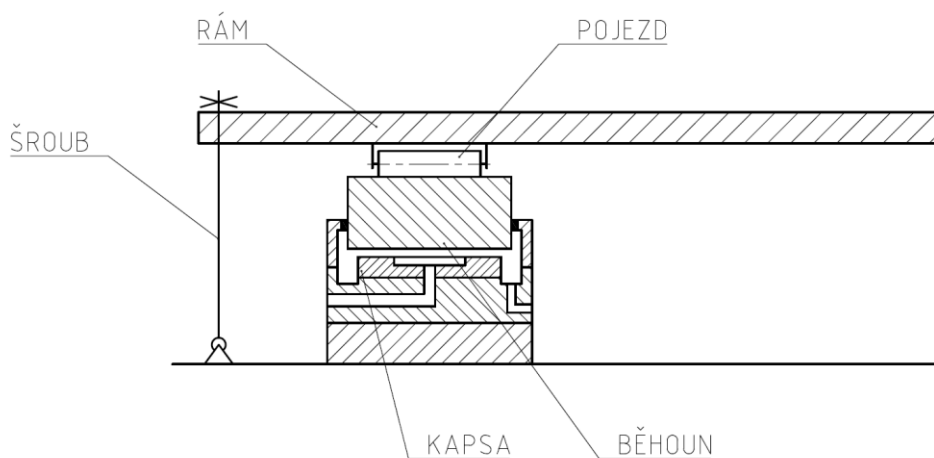
Situace je patrná na obr. 4-14. K zatížení kapsy je použit hydraulický válec, který byl popsán v kapitole 2-8. Válce budou rozestaveny po obvodu testeru v dostatečném počtu pro vyvození požadovaného zatížení. Jedná se o jednoduše ovladatelné a finančně přívětivé řešení. Zatěžování bude muset uvažovat se zátěžným rámem (statickým) a pojezdovou drahou. Pomocí těchto prvků bude možné sílu od válce přenést na rotující běhoun. Kola pojezdu musí kopírovat plochu dráhy na běhounu.



obr. 4-14 Schéma zatěžování pomocí hydraulického válce.

Zatěžování pomocí síly vyvozené dotahováním šroubu

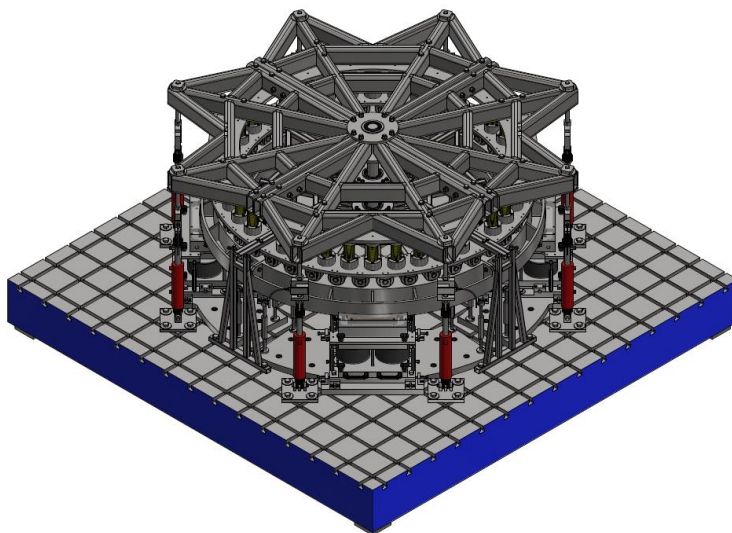
Obdoba konceptu popsaného výše. Ke změně dochází použitím šroubu místo hydraulického válce. Utahováním matice dojde k zatěžování kapsy. Na první pohled by se mohlo zdát, že proti hydraulickému válci se jedná o levnější řešení. Cena se ovšem bude odvíjet od počtu závitových tyčí po obvodu ložiska. Se stoupajícím počtem zátěžných míst se též zhoršuje uživatelská přívětivost, kdy bude nutné utahovat postupně více matic.



obr. 4-15 Schéma zatěžování pomocí síly v šroubu.

5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Konstrukční řešení bude opět sledovat strukturu z předešlých kapitol a jeho výsledkem bude popis uzlů a funkce testovacího zařízení dle obr. 5-1. Celý návrh začíná výpočtem parametrů hydrostatického ložiska. Na základě vypočtené geometrie následně vznikne hydrostatická jednotka. Zde bude uvažováno s koncepty ložiska s pevnou kapsou a s kapsou na silentblocích. Výsledkem z výpočtu budou též tlakové a průtokové požadavky, které poslouží jako vstup do další části návrhu, a to návrhu hydraulického systému. Zde vznikne schéma hydraulického okruhu spolu s popisem hlavních částí. Schéma bude sledovat koncept hydraulického okruhu s akumulátorem vybaveným chlazením. Dále vznikne konstrukční uzel pohonu a běhounu. Nároky na pohon budou vypočteny. Návrh bude pokračovat konstrukcí zatěžování, které je nedílnou součástí testovacího zařízení a bude provedeno na základě konceptu zatěžování pomocí hydraulických válců. Celý návrh bude zakončen osazením senzoriky a popisem možných měření (funkcí testeru).



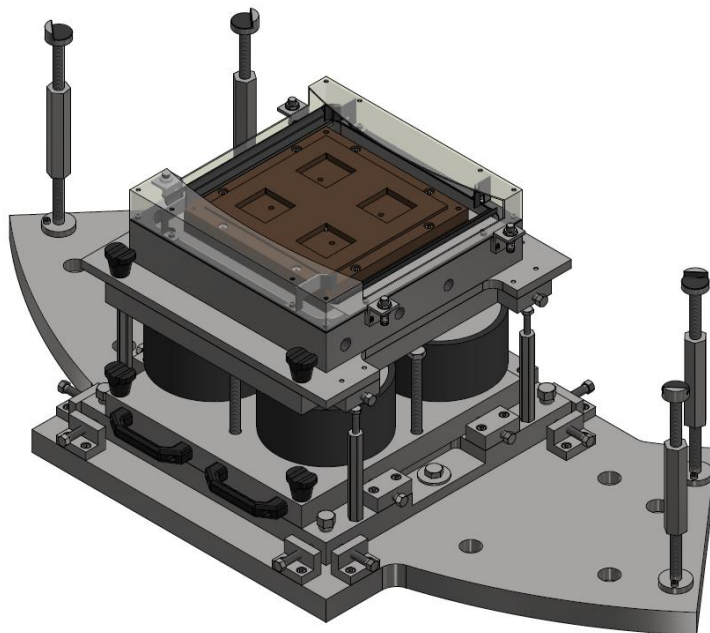
obr. 5-1 Finální návrh testovacího zařízení.

5.1 Technologie výroby

Konstrukční uzly jsou rozděleny na čtvrtiny tak, aby byla zajištěna přenositelnost částí. Segmenty rámové konstrukce jsou navrženy jako svařence. Po svaření budou následně dokončeny funkční plochy spolu s vrtáním otvorů. Spojení v celek je realizováno šroubovými spoji. Ostatní části jsou tvarově uzpůsobeny třískovému obrábění. U kluzných ploch bude vyžadováno broušení pro dosažení vyšších výrobních tolerancí a jakosti povrchu. Prvky jako silentbloky, kolečka, pružiny apod. jsou nakupované, komerčně dostupné součásti. U důležitých částí je postup blíže specifikován v následujících kapitolách.

5.2 Návrh hydrostatické jednotky

Následující kapitola popisuje postup návrhu hydrostatické jednotky, jejíž podoba je zachycena na obr. 5-2. Návrh bude obsahovat popis hlavních částí spolu s jejich funkcí a technologií výroby.



obr. 5-2 Finální podoba hydrostatické jednotky.

5.2.1 Výpočet hydrostatického ložiska

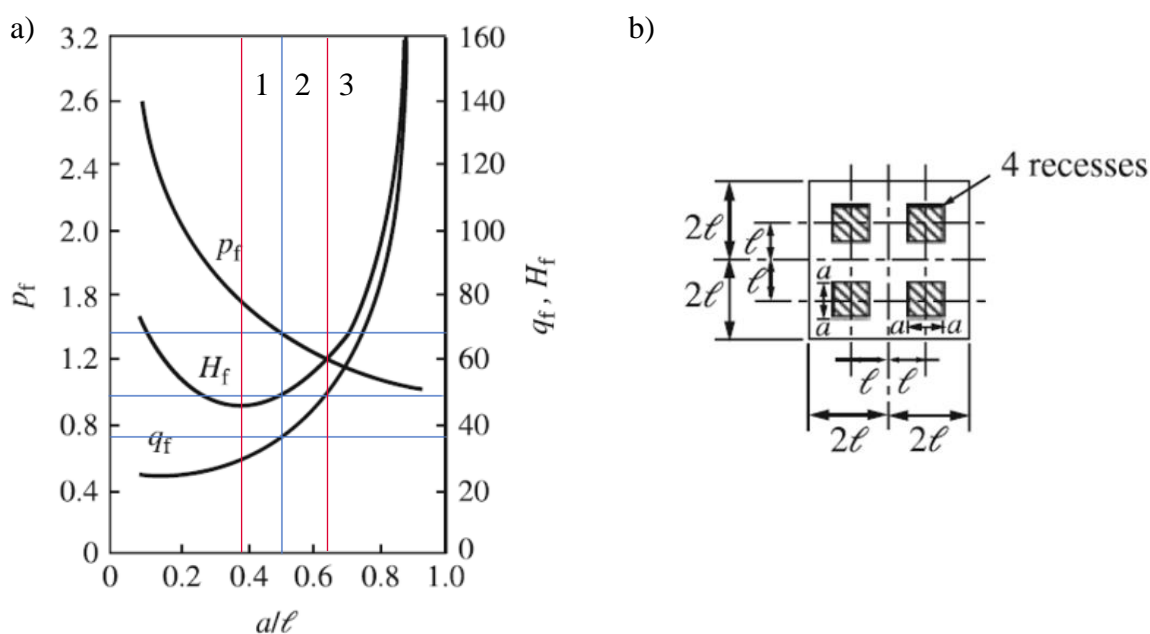
Ložisková kapsa byla vybrána tvaru obdélníka, respektive čtverce s čtvercovými buňkami. Určujícím parametrem zde není tvar, ale plocha kapsy a buňky. Výpočet byl sestaven v programu *MathCad*. V první fázi bylo třeba definovat vstupní parametry, které jsou pro přehlednost uvedeny v tab. 5-1.

tab. 5-1 Vstupní hodnoty do výpočtu HS ložiska.

Název	Označení	Hodnota
Přenášené zatížení	m	40 000 kg
Dynamická viskozita	μ	0,04 Pa · s
Hustota maziva	ρ	860 kg/m ³
Obvodová rychlost	v	1,2 m/s
Počet kapes	n	4

Přenášené zatížení a obvodová rychlost vyplývá ze zadání projektu. Dynamická viskozita a hustota definují mazivo HLP 46 při teplotě 40 °C, která byla zvolena jako provozní teplota. Počet kapes vychází též ze zadání projektu.

Pro obdélníkovou kapsu je známý graf (obr. 5-3 a) závislosti součinitelů na její geometrii (obr. 5-3 b), respektive poměru strany buňky ku straně kapsy. Ze zadání, kdy je snaha dosáhnout co nejmenších ztrát v ložisku, by se mohla jevit svislice (1) jako vhodná pro další odečítání součinitelů. Součinitel ztrát na ní dosahuje nejnižší hodnoty. Na druhou stranu se ale sníží plocha buňky, čímž dojde ke zvýšení tlakových nároků. Znamenalo by to, že by se navýšil tlak ke zvednutí dosedlého běhounu a zároveň by celý agregát bylo třeba dimenzovat na vyšší tlaky. U svislice (3) by vznikl optimální poměr mezi tlakem a ztrátami. Zvýšily by se ale nároky na průtok ložiskem a tím i na primární čerpadlo hydraulického okruhu. Pro následující výpočet budou odečteny součinitele na základě svislice (2), která je kompromisem mezi svislicemi (1) a (3) a odpovídá poměru a/l 0,5.



obr. 5-3 Obrázek: a) graf závislosti součinitelů na geometrii kapsy pro obdélníkovou buňku; b) geometrie obdélníkové kapsy [38].

Odečtené součinitele z grafu potom jsou:

$$p_f = 1,45 \quad (15)$$

$$q_f = 37 \quad (16)$$

$$H_f = 50 \quad (17)$$

Aby bylo možné studovat i nejvyšší požadované zatížení 40 tun, bude maximální zatížení, na které bude ložisko počítané, zvýšeno o 10 %. Zároveň bude zatížení přenášeno čtyřmi hydrostatickými jednotkami. Z tohoto důvodu bude síla na jednu jednotku vypočtena podle:

$$F_{HJ} = \frac{m \cdot g \cdot 1,1}{n} = \frac{40\,000 \cdot 9,81 \cdot 1,1}{4} = 107910 \text{ N} \quad (18)$$

$$F_{HJ} \approx 108 \text{ kN} \quad (19)$$

Jelikož síla na jednotku byla zaokrouhlena, dojde k nárůstu únosnosti ložiska a tím i k příklonu na bezpečnou stranu. Ze zadaných veličin vstupuje přímo do výpočtu pouze zatížení. Bude nutno zvolit počáteční hodnoty a ty poté iteračně dokorigovat v závislosti na vznikající konstrukci hydrostatické jednotky. V této fázi byla zvolena tloušťka mazacího filmu 0,1 mm a rozměr a 31 mm. Z geometrie kapsy a tloušťky mazacího filmu je možné následně dopočítat průtokové a tlakové vlastnosti ložiska. Tloušťka mazacího filmu je spojena s průtokem. Příliš vysoká tloušťka značí vysoké nároky na agregát. Naopak nízká tloušťka mazacího filmu nedává mnoho prostoru pro zavedení nepřesností. Velikost rozměru a byla výsledkem iteračních změn, kdy byla snaha snížit šířku běhounu co nejvíce při zachování dostatečné plochy buňky. Tlakové vlastnosti ložiska a hydraulického okruhu jsou vypočteny dle:

$$p_l = \frac{F_{HJ}}{4 \cdot (2 \cdot a)^2} = \frac{108\,000}{4 \cdot (2 \cdot 31)^2} = 70,3 \text{ bar} \quad (20)$$

$$p_r = p_f \cdot \frac{F_{HJ}}{16 \cdot l^2} = 1,45 \cdot \frac{108\,000}{16 \cdot \left(\frac{31}{0,5}\right)^2} = 25,5 \text{ bar} \quad (21)$$

$$p_s = \frac{p_l}{0,8} = \frac{70,3}{0,8} = 87,9 \text{ bar} \quad (22)$$

Hodnota p_l vyjadřuje tlak potřebný ke zvednutí dosedlého běhounu. V této situaci tlak maziva působí pouze na ploše buněk, které jsou zde 4. Tlak v buňce p_r je hodnota, na které se tlak ustálí po rozdělení kluzných povrchů. Je zde zahrnut pokles tlaku po ploše prahu. Tlak v hydraulickém systému p_s musí být větší než maximální tlak dosažený v ložisku, tedy větší než tlak ke zvednutí běhounu. Tento tlak se bude nacházet před vstupem do škrťacího ventilu. Ve smluvním vztahu (8) navýšení tlaku reflektuje tlakovou ztrátu škrťacího ventilu. Jedním ze zadaných parametrů projektu byl maximální tlak v hydraulice 16 MPa. Přepočítaný tlak v systému (hydraulice) činí po zaokrouhlení nahoru vzhledem k bezpečnosti 9 MPa. Zadání je tedy splněno a je zde ponechána rezerva pro nadymenzování hydraulického systému na vyšší než vypočtený tlak (z důvodu bezpečnosti). Průtokové charakteristiky jsou známy ze vztahů:

$$Q_p = q_f \cdot \frac{F_{HJ}}{16 \cdot l^2} \cdot \frac{h^3}{12 \cdot \mu} = 37 \cdot \frac{108\,000}{16 \cdot 62^2} \cdot \frac{0,1^3}{12 \cdot 0,04} = 8,1 \frac{L}{min} \quad (23)$$

$$Q_r = \frac{Q_p}{4} = \frac{8,1}{4} = 2,03 \frac{L}{min} \quad (24)$$

$$Q_{celk} = n \cdot Q_p = 4 \cdot 8,1 = 32,5 \frac{L}{min} \quad (25)$$

Průtok kapsou Q_p v sobě zahrnuje průtok čtyřmi buňkami Q_r a je závislý na tloušťce mazacího filmu h a viskozitě maziva μ . Celkový průtok Q_{celk} je potom výsledný průtok, který bude muset primární čerpadlo hydraulického okruhu dodávat do čtyř hydrostatických jednotek. Ztráty vznikající v ložisku jsou potom rovny:

$$H = H_f \cdot \left(\frac{F_{HJ}}{16 \cdot l^2} \right)^2 \cdot \frac{h^3}{12 \cdot \mu} = 50 \cdot \left(\frac{108\,000}{16 \cdot 62^2} \right)^2 \cdot \frac{0,1^3}{12 \cdot 0,04} = 321,2 \text{ W} \quad (26)$$

$$H_c = n \cdot H = 4 \cdot 321,2 = 1,29 \text{ kW} \quad (27)$$

Celkové ztráty H_c vyjadřují ztráty ve čtyřech hydrostatických jednotkách. Tlakové a průtokové vlastnosti spolu se ztrátami ložiska budou následně vstupovat do výpočtu nároků na pohon primárního čerpadla hydraulického okruhu.

Při použití restriktoru je tuhost mazacího filmu ložiska:

$$k_{hsl} = \frac{3 \cdot F_{HJ}}{h} = \frac{3 \cdot 108\,000}{0,1} = 3\,240 \frac{MN}{m} \quad (28)$$

Za účelem výpočtu pohonu točny bude nutné zjistit třecí sílu v ložisku. Pro její výpočet je potřeba dopočítat plochu prahu a hloubku buňky:

$$s_l = (4 \cdot l)^2 - 4 \cdot (2 \cdot a)^2 = 46\,128 \text{ mm}^2 \quad (29)$$

$$\delta = h \cdot 100 = 0,1 \cdot 100 = 10 \text{ mm} \quad (30)$$

$$\begin{aligned} F_t &= n \cdot \left(\mu \cdot s_l \cdot \frac{v}{h} + \mu \cdot s_l \cdot \frac{v}{h + \delta} \right) = \\ &= 4 \cdot \left(0,04 \cdot 46\,128 \cdot \frac{12}{0,1} + 0,04 \cdot 46\,128 \cdot \frac{12}{0,1 + 10} \right) \end{aligned} \quad (31)$$

$$F_t = 89,4 \text{ N}$$

Plocha prahu je celková plocha kapsy bez celkové plochy buněk. Hloubka buňky je dána smluvním vztahem, přechemž je vhodné konstantu volit z rozmezí od 50 do 100. Zde byla zvolena konstanta 100, jelikož do prostoru buňky bude zavedena jímka teplotního senzoru. Zároveň pokud nejsou vtokové otvory ve středu buňky, je vhodné kapsu navrhnout hlubší ($> 50 \cdot h$), aby došlo k ustálení toku maziva. Větší hloubka buňky bude mít za následek zvětšení akumulačních prostorů a tím i zvýšení potřebného objemu maziva.

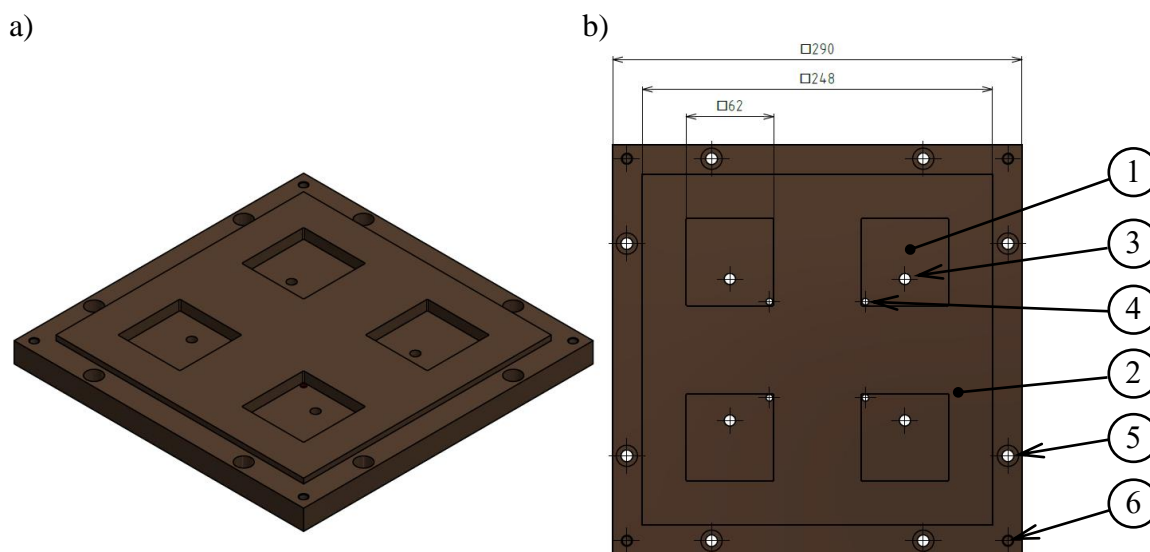
Teoretický součinitel tření ložiska lze dopočítat podle:

$$f = \frac{F_t}{F_{HJ}} = \frac{89,4}{108\,000} = 0,00083 \quad (32)$$

Zde je ovšem nutné podotknout, že tento výpočet neuvažuje se ztrátami vzniklými těsněním prostoru s vytékajícím mazivem z kontaktu a ztrátami od pohonu. Je však vidět hlavní výhoda hydrostatických ložisek, že i při výrazném zatížení je součinitel tření velmi nízký.

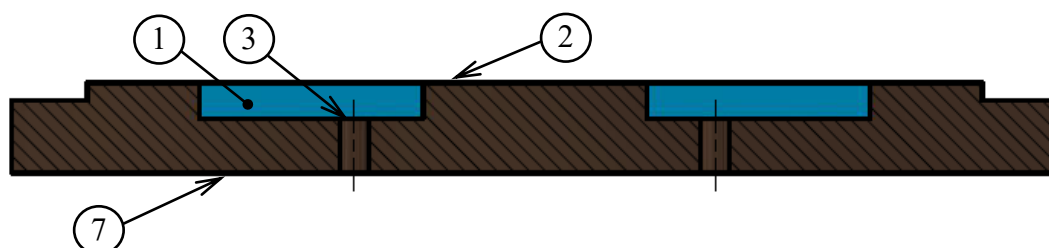
5.2.2 Kapsa

Při známé geometrii se dá přistoupit k návrhu samotné kapsy, která je patrná na obr. 5-4 a).



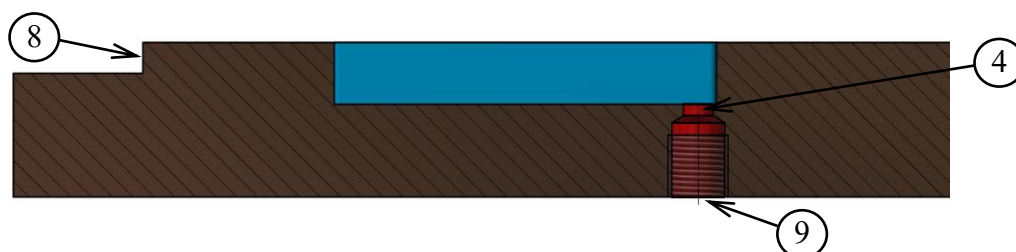
obr. 5-4 Obrázek: a) 3D pohledu na kapsu; b) pohledu zhora na kapsu.

Kapsa podle obr. 5-4 b) je tvořena čtyřmi buňkami (1) tvaru čtverce se stranou 62 mm. Každá buňka je opatřena dvěma různými otvory. Vtokový otvor (3) slouží k napájení buňky tlakovým mazivem a otvor pro jímku (4) slouží k zavedení jímky s teplotním snímačem do prostoru buňky. Oblast prahu (2) je opět tvaru čtverce se stranou 248 mm a jedná se o funkční (kluznou) plochu. Připojení na rozváděcí blok je realizováno přes otvory (5) pro osm šroubů M8 v délce 30 mm. Pro potřeby manipulace jsou v rozích umístěny závitové díry M8 (6) pro montáž vázacích ok.



obr. 5-5 Řez kapsou znázorňující vyosení vtokových otvorů (3) vůči centrální pozici kapsy.

Poloha vtoků (3) je excentrická, jak je patrné na obr. 5-5. Důvodem je následné napojení na rozváděcí blok, kde bude ze strany vyvedeno šroubení hadic. Aby nedošlo ke kolizi šroubení mezi sebou a kolizi šroubení a držáku snímače polohy (bude popsáno dále), je poloha vtoku excentrická. Od dosedací plochy kapsy na rozváděcí blok (7) bude požadována rovinnost a rovnoběžnost s kluznou plochou (2).



obr. 5-6 Řez kapsou znázorňující otvor pro zavedení jímky do buňky.

Za chodu testovacího zařízení se může stát, že provozem dojde ke zhoršení povrchu kluzné plochy. Aby bylo možné kapsu využít co nejdéle, je opatřena osazením (8) kluzné plochy, jak je znázorněno na obr. 5-6. V případě zhoršení tak bude možno kluzný povrch zbrousit. Zbroušením se bude snižovat hloubka buňky, která je ale navržena dostatečně hluboká, aby dokázala tyto úpravy pojmout. Jelikož se bude mazivo při chodu testeru zahřívat, je žádoucí sledovat změnu teploty v kontaktu. Z tohoto důvodu do buňky ústí jímka teplotního senzoru přes otvor (4). Jímka je do kapsy zašroubována pomocí trubkového závitu G 1/8" (9).

Z technologického hlediska bude kapsa vyrobena třískovým obráběním. Problematickými místy budou rohy buněk. Zde bude dovolen rádius vzniklý pohybem frézy, který byla snaha minimalizovat. To však bude mít za následek snížení plochy kapsy a zvýšení tlakových nároků. Pro kontrolu byl výpočet tlaků přepočítán pro plochu buňky zmenšenou o rádiusy. Původní přesná hodnota tlaku ke zvednutí činila 70,239 bar, zatímco přepočtená hodnota tohoto tlaku činí 70,254 bar. Rozdíl má velikost 0,015 bar což je zanedbatelná hodnota, kterou bude možné pohltit vhodným nadimenzováním hydraulického okruhu.

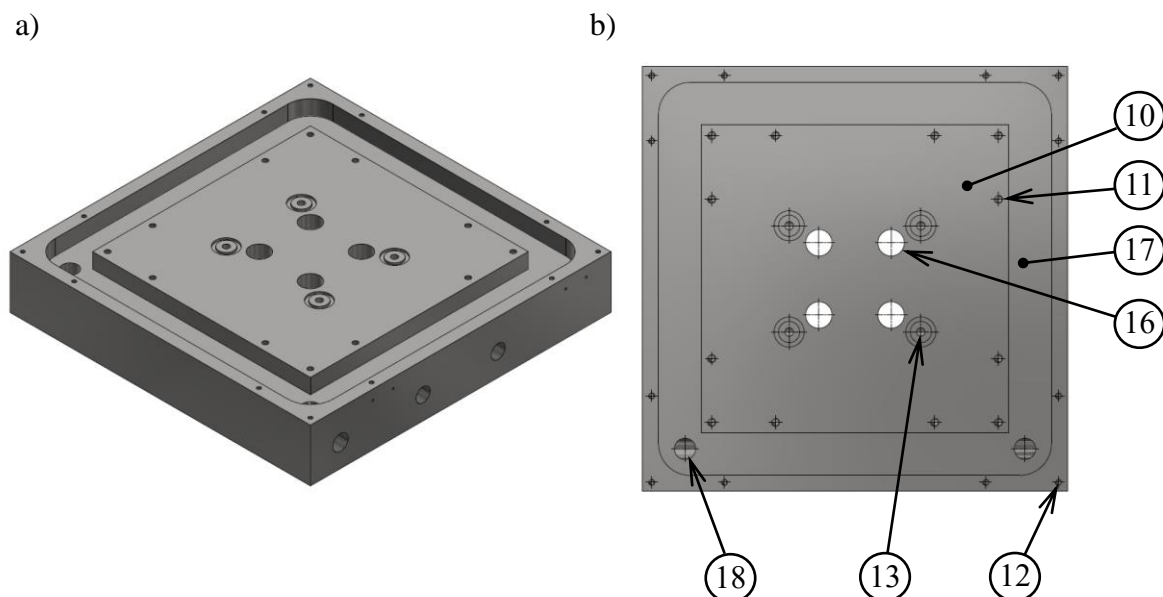
O volbě materiálu kapsy rozhodne výpočet tlaku na ploše prahu:

$$p_p = \frac{F_{HJ}}{s_l} = \frac{108\,000}{46\,128} = 2,34\text{ MPa} \quad (33)$$

Předpoklad o volbě materiálu na základě dovoleného tlaku byl nerelevantní, jelikož vypočtený tlak splňují všechny posuzované materiály v řešeršní části. Bude tedy zvolen červený bronz CuSn5Pb5Zn, jehož dovolený tlak je vyšší než vypočtený a zároveň má dobrou obrobiteľnosť a korozivzdornost.

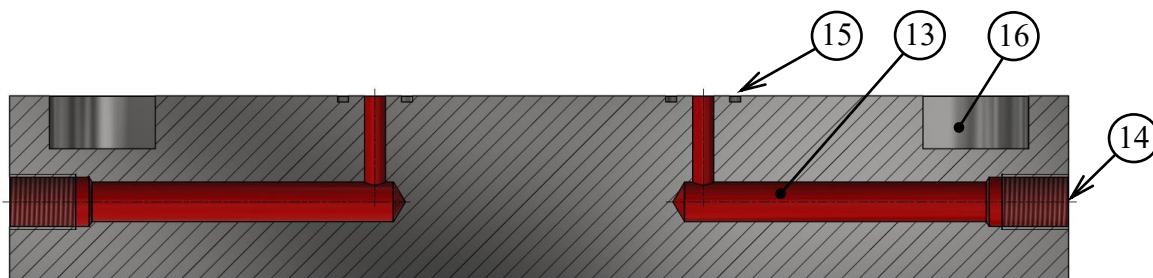
5.2.3 Rozváděcí blok

Rozváděcí blok, patrný na obr. 5-7, musí umožňovat montáž kapsy a zároveň musí zajistit přívod tlakového média do buněk.



obr. 5-7 Obrázek: a) 3D pohledu na rozváděcí blok; b) pohledu z hora na rozváděcí blok.

Rozváděcí blok tvoří podstavu kapsy. Kapsa dosedá na plochu (10). V této pozici je držena pomocí osmi šroubů M8 zašroubovaných do závitových děr (11). Pro potřeby manipulace při montáži je blok vybaven čtyřmi otvory (12) pro uchycení vázacích ok. Proti vtokovým otvorům (3) kapsy se nachází přívodní otvor (13).



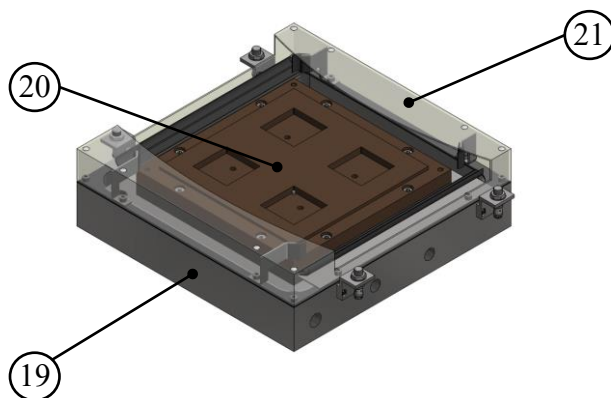
obr. 5-8 Řez rozváděcím blokem přes vtokové otvory.

Tento otvor je lépe patrný na obr. 5-8. Přívodní otvor (13) ústí na boční straně bloku a napojení na hydraulický systém je tvořeno trubkovým závitem G 1/2" (14). Aby nedošlo k úniku maziva po dosedací ploše (10), je tato plocha opatřena drážkami pro těsnicí kroužky (15).

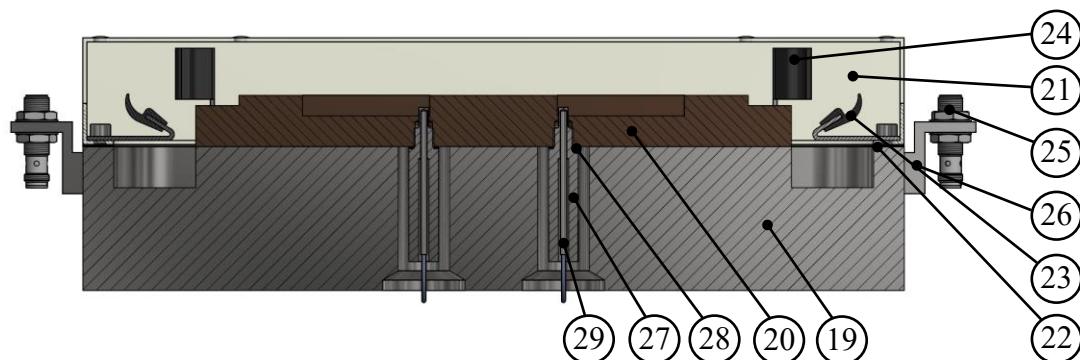
U popisu kapsy byla zmíněna potřeba zavést jímku teplotního senzoru. Za tímto účelem jsou do bloku vyvrtány čtyři průchozí otvory (16). Průměr těchto otvorů musí umožnit jak zavedení jímky, tak zavedení ořechu utahovacího klíče. Jímka nesmí přesahovat obrys bloku. Důvod tohoto požadavku bude objasněn při popisu uložení buňky. Kolem dosedací plochy je vytvořeno vybrání (17), tzv. žlab, jehož funkcí je akumulovat mazivo, které opouští kontakt a usměrnit ho do odtokových otvorů (18). Napojení na odpadní větev hydraulického systému je opět tvořeno trubkovým závitem G 1/2".

5.2.4 Ložisková část hydrostatické jednotky

Podrobně popsání součásti kapsy a rozváděcího bloku tvoří nedílné součásti hydrostatického ložiska. Pro funkci testeru jsou však nezbytné další součásti jako např. obložení, které budou nyní popsány na celkové situaci dle obr. 5-9.



obr. 5-9 Obrázek ložiskové části hydrostatické jednotky.



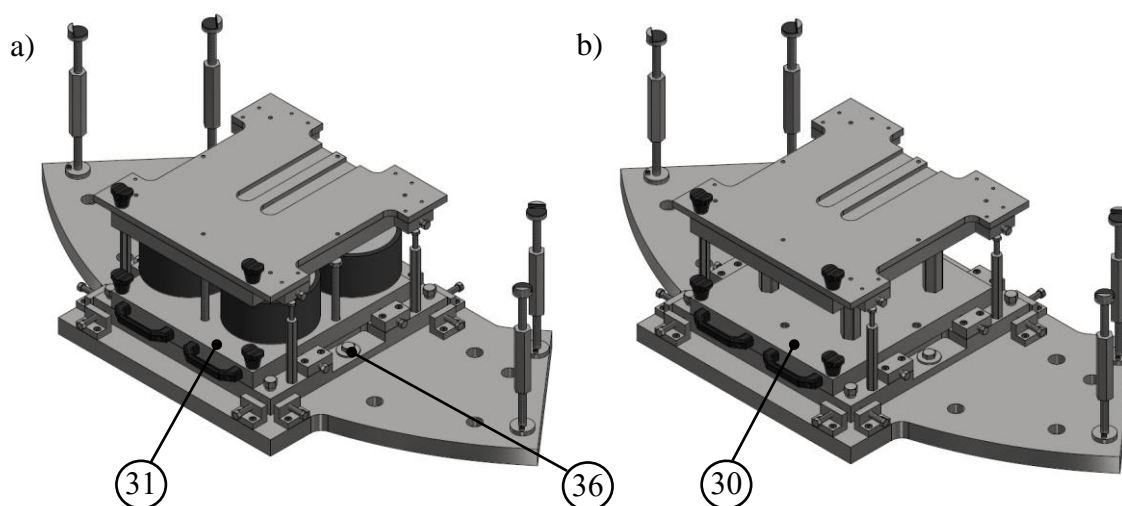
obr. 5-10 Řez zobrazující polohu jímek pro teplotní snímače.

K celku rozváděcího bloku (19) a kapsy (20), který je patrný na obr. 5-9, je připojeno obložení (21). Obložení značnou mírou uzavírá prostor, ve kterém se nachází vytékající mazivo z kontaktu. Tvaru obložení je dosaženo nadělením desek z plexiskla a jejich následným lepením. Použití průhledného obložení umožní vizuálně sledovat mazivo vytékající z kontaktu. Dosedací plocha obložení na rozváděcí blok je opatřena těsněním (22) pro zamezení výtoku maziva mimo žlab. Mazivo může ulpívat na pohyblivém se povrchu běhounu. Aby opět nebylo vynášeno mimo obložení, je stahováno pomocí stěrek (23) z kluzné plochy. Mazivo by mělo mít při opouštění kapsy atmosférický tlak. I tak se ale bude uchovávat rychlost výtoku. Tato setrvačnost může mít za následek rozstřík maziva a ulpění i na bocích běhounu. Z tohoto důvodu jsou i boční plochy stírány dvěma páry stěrek (24). Stěrka je nasunuta na odpovídající plechový díl o tloušťce 2 mm a jedná se o komerčně dostupný prvek. Tvar plechových dílů bude vyroben elektrojiskrovým obráběním a následným ohnutím. Velikostí ohybu se bude dát korigovat přítlak stěrky.

Z bočních stran rozváděcího bloku jsou umístěny bezkontaktní snímače polohy (25). Snímače jsou použity celkem 4, což odpovídá počtu buněk. Poloha snímačů je dána držákem (26) a nachází se v co největší blízkosti buňky. Do kapsy jsou zašroubovány jímky (27). Jímka bude na čele těsněna (28) a do jejího vnitřního otvoru je zaveden snímač teploty (29). Měření teploty probíhá v každé buňce, tudíž jsou použity čtyři jímky se čtyřmi snímači teploty. Montáž jímky je prováděna hlavici velikosti 13.

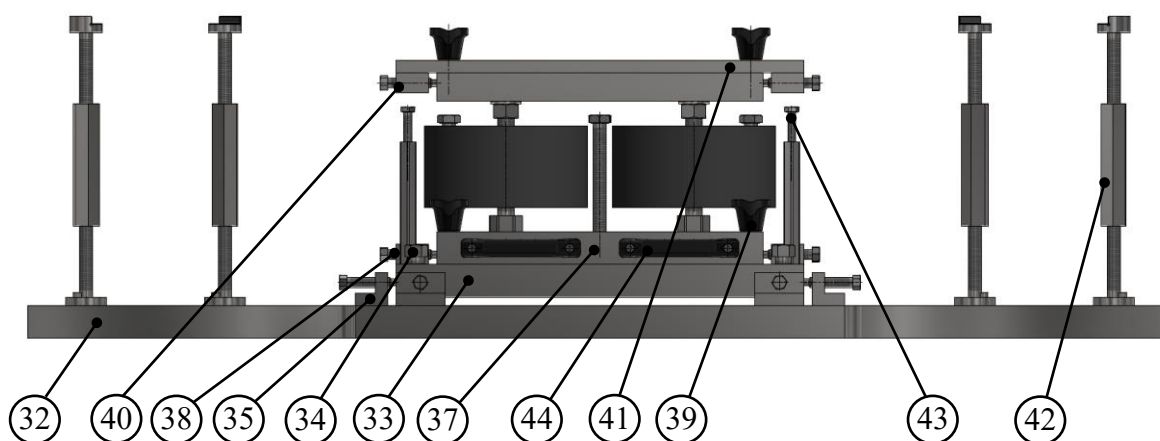
5.2.5 Návrh uložení kapsy a bloku

V koncepčním řešení byl zvažován koncept pevného uložení a uložení na silentblocích. Aby bylo možné testovat vliv silentbloků na provozní podmínky ložiska, musí být známa výchozí poloha. Tedy zda je vliv silenbloků opravdu zásadní. Posouzení může být nejlépe realizováno vůči pevnému uložení kapsy. Zde jsou totiž veškeré nepřesnosti kompenzovány změnou tloušťky mazacího filmu. Je tedy žádoucí, aby testovací zařízení umožňovalo měnit konfiguraci uložení kapsy dle obr. 5-11 mezi pevným uložením (30) a uložením na silentblocích (31).



obr. 5-11 Obrázek konfigurací hydrostatické jednotky: a) na silentblocích; b) na pevno.

Základna (32) tvoří spojení se základovým povrchem místnosti. Vzhledem k reálným aplikacím tento základový povrch nemusí být vždy přesný. Je proto žádoucí kapsu vůči základně dokorigovat. Podstava segmentu (33) slouží k zapolohování kapsy v prostoru a také k výškové korekci. Šrouby výškového nastavení (34) je možné nastavit až 10 mm výškového rozdílu rohů kapsy. Polohování v prostoru je následně možné provést pomocí přílohek se šrouby (35). V momentě, kdy je podstava zapolohována, je v této pozici aretována pomocí dvou šroubů M16 (36).

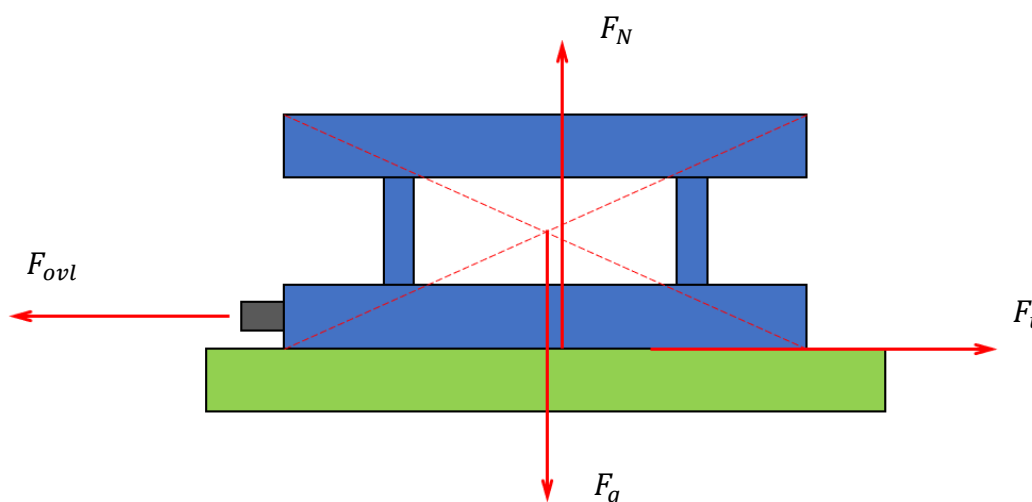


obr. 5-12 Pohled zepředu na hydrostatickou jednotku v konfiguraci na silentblocích.

Na podstavu (33) dosedá vyměnitelný segment (37). Ten je uvažován v konfiguraci na pevno a v konfiguraci na silentblocích. Dorazy (38) složí k jednoduššímu nalezení polohy děr pro čepy (39) vůči sobě a dále pak přispívají k fixaci segmentu na místě [39]. Obdobnou funkci mají dorazy (40) ze spodní strany dna (41) rozváděcího bloku. Na obr. 5-11 jsou patrné dvě drážky na horní ploše dna (41). Těmito drážkami povede kabeláž snímačů teploty.

Výměna segmentu při změně konfigurace potom probíhá v následujících krocích při vypnutém agregátu ložiska a pohonu. Nejprve je lokálně nadzvednut běhoun pomocí čtyř kotev (42). Čepy (39), které na čtyřech místech jistí segment, jsou vyjmuty. Následně je odlehčená ložisková část spolu se dnem zvednuta pomocí čtyř šroubů M10 (43). Tímto vyšroubováním vznikne prostor mezi spodní stranou dna a horní stranou segmentu. Pomocí madel (44) je segment vysunut do prostoru mimo hydrostatickou jednotku [40]. Zavedení segmentu sleduje opačný postup. Jako vhodnější se jeví výměna spouštěním kapsy, jenomže při zavedení obložení by kapsa musela být spuštěna o celou výšku výřezu.

Síla potřebná k vysunutí segmentu byla vypočtena ze silové rovnováhy dle schématu na obr. 5-13:



obr. 5-13 Schéma rozložení sil působící na vyměnitelný segment.

Pevný segment váží 114 kg, zatímco segment se silentbloky váží 140 kg. Pro výpočet bude uvažováno konzervativní zatížení 150 kg. Segment bude v obou případech tažen po ocelovém povrchu. Součinitel tření ocel-ocel bude zvolen 0,2.

$$F_{ovl} = m_s \cdot g \cdot f_s = 150 \cdot 9,81 \cdot 0,2 = 294,3 \text{ N} \quad (34)$$

Síla potřebná z vytažení segmentu odpovídá tažení 30 kg. Použitá madla jsou dimenzována na sílu 1000 N, což je v této situaci splněno se značnou bezpečností, jelikož síla bude rozložena mezi dvě madla. Výšková korekce silentbloků vůči sobě je provedena pomocí kalibrů v prostoru přívětivém pro obsluhu mimo hydrostatickou jednotku.

Silentblok byl zvolen pro případ zatížení 40 tun, kterému odpovídá silentblok s označením S200100 od společnosti Fram [41]. Na základě deformační charakteristiky byla určena deformace silentbloku při výše zmíněném zatížení. Průběh deformace je lineární od 1500 kg do 3500 kg. Při použití silentbloků ve čtyřech rozích rozváděcího bloku se zatížení mezi tyto silentbloky rozloží. Potom lze uvažovat se zatížením 2,8 tuny na silentblok. V tomto zatížení je uvažováno i s hmotností prvků nad silentbloky (rozváděcí blok, kapsa apod.). Tomuto zatížení odpovídá deformace silentbloku 14 mm.

$$V_n = (3 \div 5) \cdot Q_{celk} \quad (35)$$

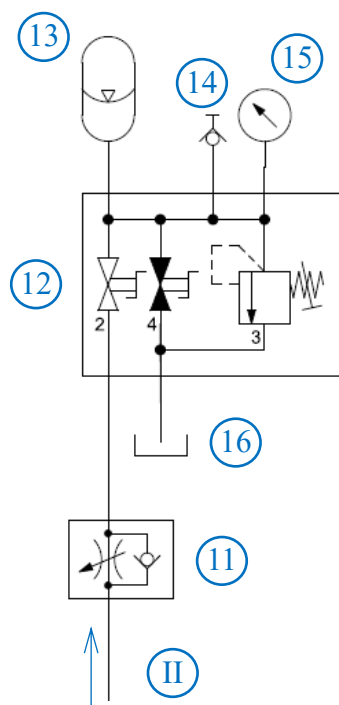
kde $V_n (m^3)$ je objem nádrže (bez vzduchového prostoru) a $Q_{celk} (dm^3 \cdot s^{-1})$ dodávaný průtok hydrogenerátorem. K objemu nádrže V_n je nutné připočítat 15 % pro vzduchový prostor. Jak bude ale následně zřejmé, do systému jsou vneseny akumulační prostory, jejichž objem musí být primární nádrž též schopná pohltit. Je nutné zahrnout i případy, že všechny akumulační prostory jsou vyplněny. Tudíž skutečná velikost nádrže bude známá až při známém objemu potrubí, prvků a akumulačních prostorů. Nádrž je vybavena stavoznakem (2), který umožní vizuální kontrolu naplnění nádrže a vzduchovým filtrem (3). Ten zajišťuje filtraci vzduchu, který vstupuje do nádrže při měnící se velikosti vzduchového prostoru. Mazivo je z primární nádrže čerpáno hlavním čerpadlem (4). Jelikož průtok je hodnota primárně určující tloušťku mazacího filmu, je vhodné jej v průběhu testování měnit (např. pro jiné, menší zatížení). Výstupní průtok čerpadla lze měnit buď geometrickým objemem čerpadla, nebo otáčkami. Z toho důvodu je pohonný elektromotor (5) vybaven frekvenčním měničem (6) a změna průtoku bude realizována změnou otáček. Pro vypočtený průtok a tlak je možné dopočítat výkonové požadavky pohonu hlavního čerpadla při známé účinnosti čerpadla $\eta_c (-)$ a ztrátách v systému:

$$P_{HG} = \frac{p_s \cdot Q_c}{\eta_c} + H_{celk} = \frac{8\,790\,000 \cdot 0,000542}{0,87} + 1,29 = 6,77 \text{ kW} \quad (36)$$

Do výpočtu dále vstupují ztráty vzniklé změnou směru potrubí a armaturami. Reálný výkon proto bude vyšší. Jelikož je uvažováno s použitím akumulátoru, je nežádoucí, aby se v případě výpadku např. čerpadla mazivo vracelo přes čerpadlo do nádrže. Aby bylo mazivo udrženo a nasměrováno do ložiska, je použit zpětný ventil (7). Tento ventil umožňuje průtok maziva ve směru šipky. V opačném případě tělísko ve ventilu dosedá na sedlo a průtok je znemožněn. Následuje testovací bod (8). Zde je možné provést odběr maziva a zjistit míru jeho znečištění. Na cestě maziva se nyní nachází větvení. Pro názornost jsou tyto větve pojmenovány: pojišťovací větev (I), větev akumulátoru (II) a větev ložiska (III).

Popis nyní bude pokračovat ve směru pojišťovací větve (I). Jak bylo popsáno v části výpočtu ložiska, vstupuje do něj tlak v hydraulickém systému. Informaci o jeho hodnotě je možné sledovat pomocí snímače tlaku (9). S tlakem je spojený návrh dimenzí hydraulického okruhu, kdy např. tloušťka stěny potrubí je dána tlakovou třídou. Pokud jsou armatury a potrubí dále v systému navrženy na určitou tlakovou třídu, nesmí tlak v systému tuto mez překročit. Aby bylo nárůstu zamezeno, je použit pojišťovací ventil (10), který je možné nastavit na požadovanou hodnotu maximálního tlaku. Pokud dojde ke zvýšení tlaku nad nastavenou hodnotu, ventil se otevře a přepustí mazivo zpět do primární nádrže. Je nutné podotknout, že toto přepouštění přes pojišťovací ventil zvyšuje teplotu maziva v primární nádrži.

5.3.2 Akumulace

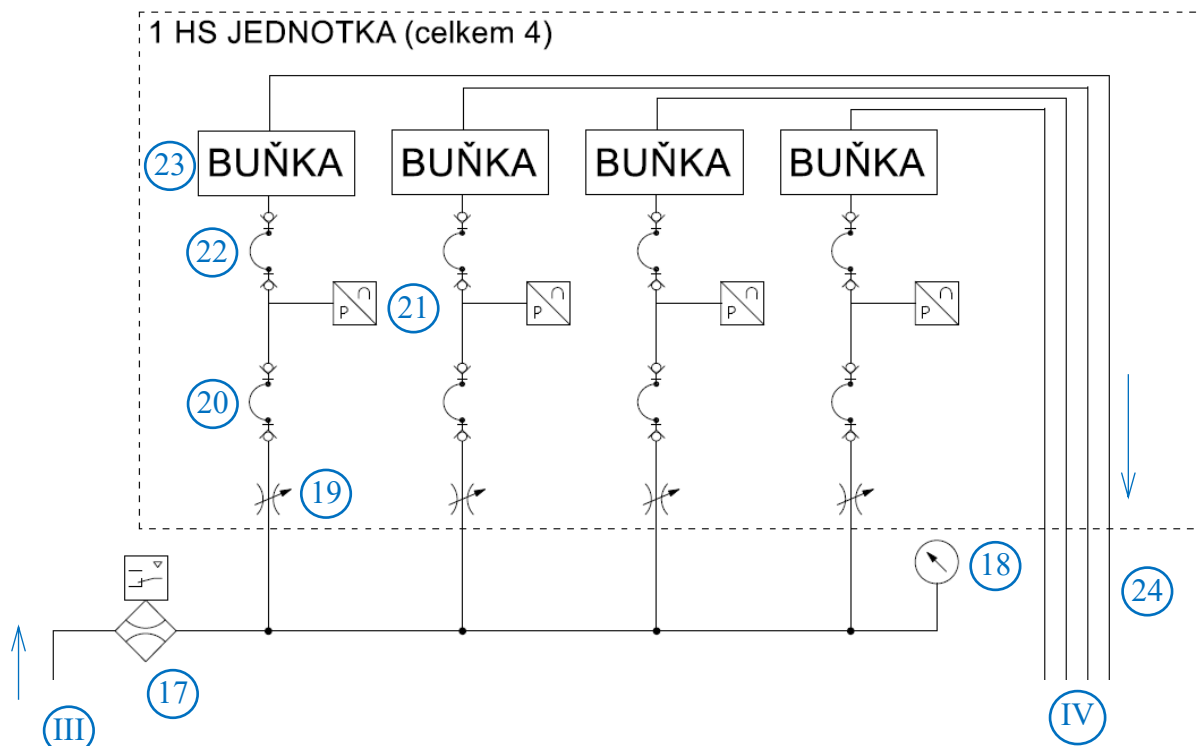


obr. 5-15 Výňatek ze schématu: větev akumulátoru (II).

Mazivo dále pokračuje po větvi akumulace (II). Na obr. 5-15 nejdříve mazivo prochází škrticím ventilem s obtokem. Škrticím ventil mění průtok maziva, tudíž na něm lze nastavit průtok při vybíjení akumulátoru. Ve směru proudu maziva do akumulátoru (šipka) mazivo protéká přes zpětný ventil (cestou nejmenšího odporu). Následuje blok akumulátoru (12). Zde se nachází ovládací prvky označené od 2 do 4.

Kulový kohout (2) slouží k uzavření (odstavení) akumulátoru. V normálním provozu je otevřený. Druhý kulový kohout (4) vypouští akumulované mazivo z akumulátoru zpět do nádrže (16). Pojišťovací ventil (3) opět hlídá nastavenou maximální hodnotu tlaku a přebytečné mazivo přepouští do nádrže. Tlak v akumulátoru je možné sledovat na manometru (15) a odvzdušnění je možné přes testovací bod (14). Na blok je následně připevněna samotná nádoba akumulátoru (13).

5.3.3 Větev ložiska

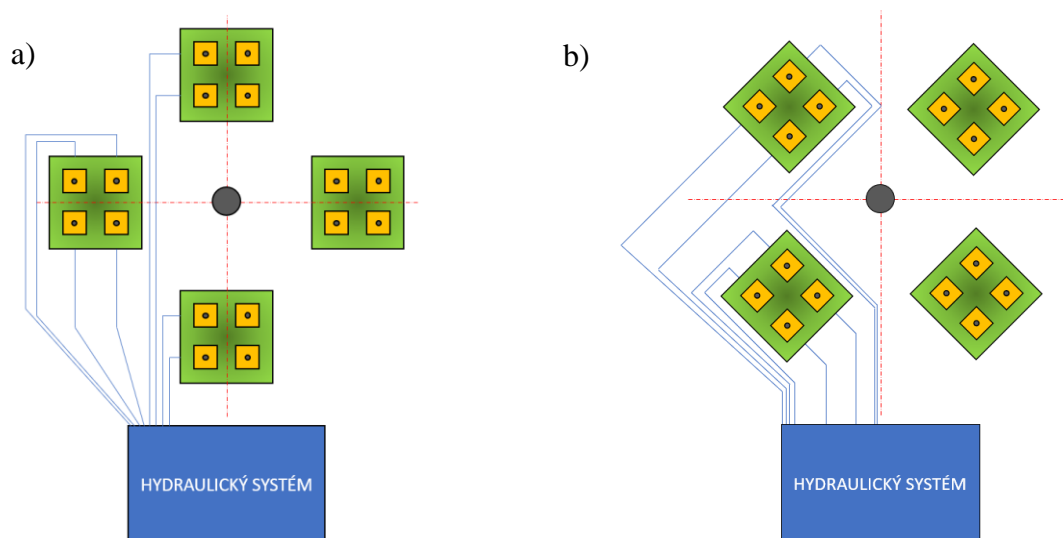


obr. 5-16 Výňatek ze schématu: větev ložiska (III).

Mazivo pokračuje (obr. 5-16) větví ložiska (III) přes průtokoměr (17) do prvků tvořící celek hydrostatického ložiska. Vizuální kontrola tlaku v systému je možná díky manometru (18). Na schématu je pomocí čárkované čáry vymezena situace v jedné hydrostatické jednotce. Celkem budou prvky v této oblasti použity čtyřikrát shodně. Tok maziva bude popsán na případě jedné buňky. Mazivo protéká přes škrtící ventil (restriktor) (19). Vzhledem k tomu, že nyní potrubí opouští celek hydraulického systému a musí být připojeno na různě vzdálené hydrostatické jednotky, pokračuje mazivo hadicemi (20). Ty je možné jednoduše připojit pomocí rychlospojek a zároveň umožní flexibilní vedení prostorem testeru. Před vstupem do buňky je umístěn snímač tlaku (21). Hadice (22), připojená přes rychlospojky, je zde použita z důvodu kalibrace průtoku do jednotlivých buněk (23). Po průtoku maziva ložiskem je mazivo zachyceno do odpadních hadic (24) a pokračuje dále odpadní větví (IV).

Kalibrace průtoku

Rozdílné vzdálenosti a zkroucení hadic mohou mít za následek rozdílný průtok maziva do buněk při shodně nastavených restriktorech. Aby bylo možné průtoky sjednotit, bude možné v místě napojení na rozváděcí blok hadici rozpojit, vložit průtokoměr a provést testovací spuštění. Kalibrace pomocí jednoho průtokoměru je možností, jak dosáhnout shodných průtoků při omezení pořizovacích nákladů, jak by tomu bylo při osazení 16 průtokoměrů. Aby bylo měření průtokoměrem správné a neovlivněné vířením, je potřeba dodržet před a za průtokoměrem úsek přímého potrubí. Měřená sestava by tak sestávala z průtokoměru a dvou přímých potrubí zakončených rychlospojkou.



obr. 5-17 Schématické znázornění hadic: a) kapsa rovnoběžná s agregátem; b) kapsa pootočená o 45 °

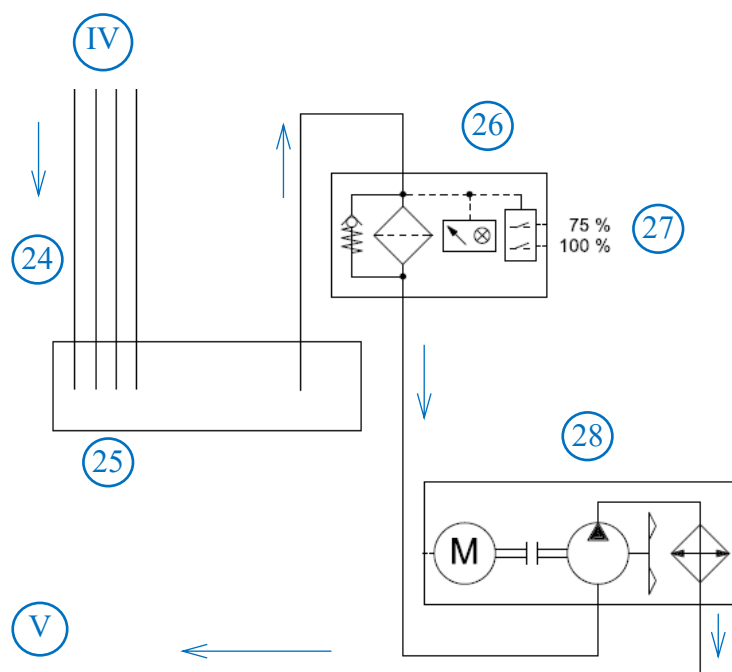
Rozdílné průtokové vlastnosti a snaha o co nejmenší počet měření průtoku byly brány v potaz při polohování jednotek vůči hydraulickému agregátu. Na obr. 5-17 jsou zobrazena schémata dvou posuzovaných případů s načrtnutými trasami hadic. Posuzované vlastnosti jsou pro přehlednost uvedeny v tabulce tab. 5-2.

tab. 5-2 Tabulka výhod a nevýhod umístění kapes vůči hydraulice.

Vlastnost	Schéma a)	Schéma b)
Hadice symetrické vůči ose y	✓	✓
8 různých délek	✓	✓
Podobné délky hadic	✗	✓
Lepší přístup obsluhy	✗	✓

Rozmístění podle schématu b) se jeví jako příznivější vzhledem k obsluze kapes nejbližše hydraulickému systému a zároveň zde nebudou použity výrazně rozdílné délky hadic. Tedy i ztráty by se neměly příliš lišit. I přesto je potřeba toto tvrzení ověřit kalibrační průtokou.

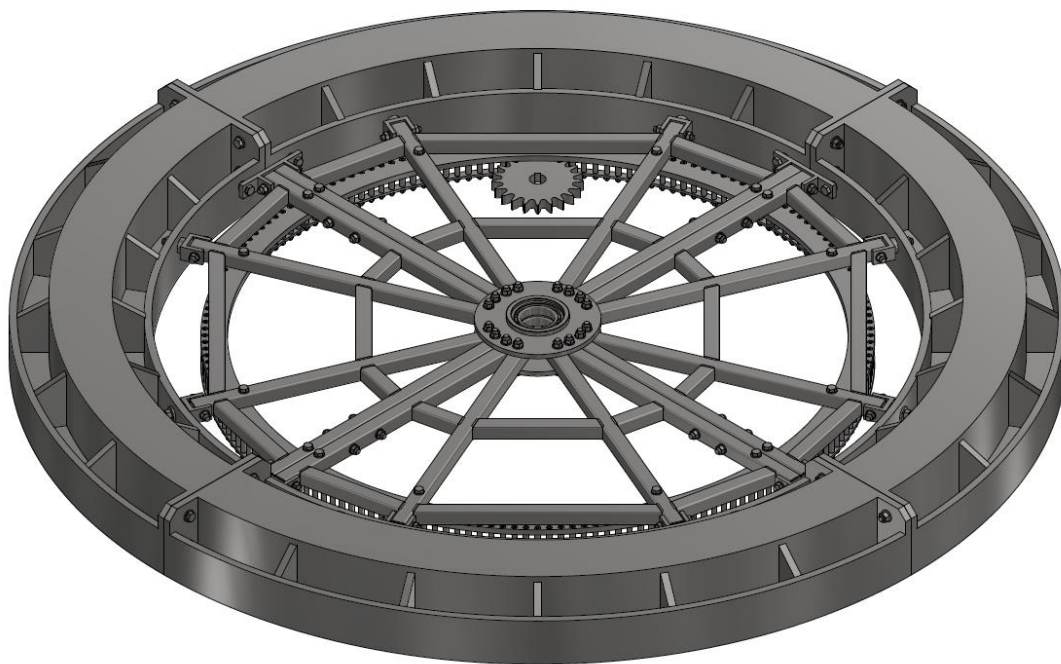
5.3.4 Odpadní větev



obr. 5-18 Výřitek ze schématu: odpadní větev (IV).

Na obr. 5-18 jsou znázorněny části odpadní větve (IV). Odpadní hadice (24) ústí do sekundární nádrže (25). Výškově by měla kapsa ložiska být výš než sekundární nádrž tak, aby byl zajištěn výškový spád. Sekundární nádrž plní funkci akumulčního prostoru, ze kterého je pomocí sekundárního čerpadla mazivo čerpáno zpět do primární nádrže. Než však mazivo projde do primární nádrže, je filtrováno (26). Filtr je opatřen sledováním (27) zaplnění filtrační vložky. Sekundární čerpadlo je součástí vzduchového chlazení (28). Zde dochází ke zchlazení maziva a návratu do primární nádrže (V).

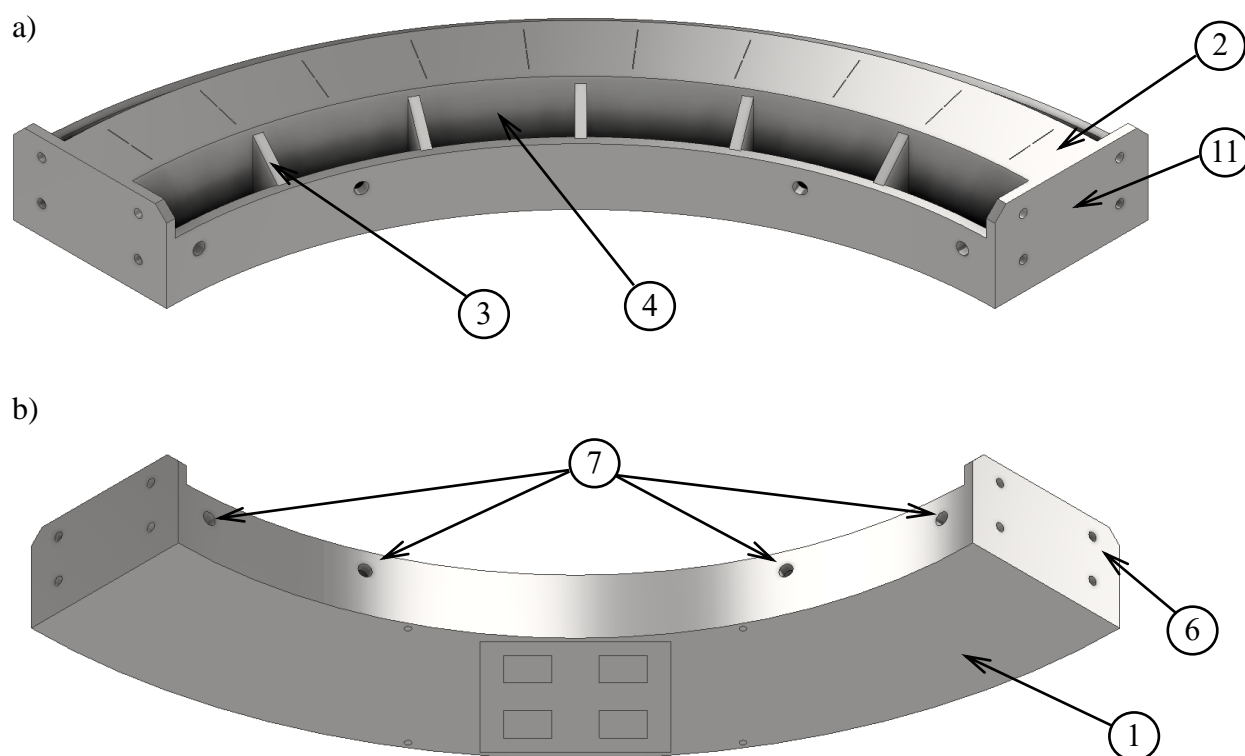
5.4 Návrh běhounu a pohonu



obr. 5-19 Sestava běhounu a pohonu.

Běhoun je pohyblivým tělesem z kontaktní dvojice hydrostatického ložiska. To znamená, že spodní strana běhounu musí plnit funkci kluzného povrchu a zároveň musí být vyřešeno spojení prstence běhounu s pohonem. Za tímto účelem byl navržen rám pohonu. Běhoun je zároveň částí, která přenáší zatížení. U reálných aplikací je běhoun zatížen váhou konstrukce točny. U tohoto testovacího zařízení je však navrženo zatěžování, které je přenášeno přes pojezdová kolečka. Proto bude horní strana běhounu plnit funkci pojezdové dráhy. Je nutné mít na paměti, že do návrhu pohonu a zatěžování se promítne proměnlivá výška mazacího filmu a též uložení na silentblocích. Důsledkem může být změna polohy komponent nad hydrostatickými jednotkami vůči nezatížené pozici až o 14 mm. Tuto skutečnost musí následující uzly reflektovat a umožňovat vertikální pohyb. Řešením výškové přizpůsobivosti je způsob navržení středové příruby. Tato příruba má v sobě dvě kuličková ložiska 6013, která mají vnější kroužek pevně spojený s přírubou. Vnitřní kroužek se může volně pohybovat po středovém sloupku. Tato ložiska zde plní pouze vodící funkci. Axiální zatížení je přenášeno přes hydrostatické ložisko.

5.4.1 Návrh běhounu



obr. 5-20 Obrázek segmentu běhounu: a) pohled na pojezdovou (horní) plochu, b) pohled na kluznou (spodní) plochu.

Jelikož běhoun nebude vyráběn v celém svém průměru z jednoho kusu, je potřeba navrhnout geometrii segmentu běhounu. Dělení reflektuje reálnou situaci, kdy prstenec běhounu např. 20 m ložiska nemůže být transportován v jednom kuse či vyroben v dostatečných tolerancích. U testovacího zařízení je naopak omezujícím parametrem průchod se segmentem dveřmi do prostoru laboratoře.

Segment je patrný na obr. 5-20 a) a b). Vnější poloměr běhounu je 1 metr, čímž je splněno prostorové omezení, kdy průměr točny (běhounu) nesmí přesáhnout 2 metry. Prstenec je v celém svém průměru tvořen čtyřmi shodnými segmenty. Tato čtvrtina běhounu potom sestává z kluzné plochy (1). Pojezdová plocha (2) je vyztužena 5 radiálními žebry (3) a po krajích třemi průběžnými žebry (4). Celek je doplněn čelními plochami (5). V čelní ploše se nachází 4 průchozí otvory (6) pro šroub M16, díky kterým jsou segmenty spojeny. V pásovině, tvořící vnitřní rádius, jsou vyvrtány otvory (7) pro napojení pojezdového rámu. Tyto otvory mají výraznou vůli vzhledem k připojovacímu šroubu. Jako metoda výroby bylo zvoleno svařování.

Popsaný tvar svařence (poloha žeber a tloušťka materiálu) byl zjištěn iterační metodou v *ANSYS Workbench*. Analýza uvažovala 3 provozní stavy: kluzné povrchy jsou dosednuté a na kluznou plochu (1) běhounu působí v místě buněk tlak ke zvednutí 70,3 bar, kluzné povrchy jsou dosednuté a na pojezdovou plochu (2) běhounu působí zatížení na segment 108 000 N a kluzné povrchy jsou oddělené a provozní tlak maziva je utvořen na celé ploše kapsy. Ve všech případech byla vyhodnocována deformace segmentu běhounu. Běhoun bude v reálné situaci přecházet mezi těmito stavy. Aby mohla být žebra a výztuhy aplikovány do vhodných míst, došlo k rozdělení provozních zatěžování a sledování jejich vlivu odděleně. Myšlenka byla taková, že deformace by neměla přesáhnout 30 % z výšky mazacího filmu (0,03 mm).

Než bylo přistoupeno k MKP analýze, bylo třeba určit velikost kontaktní oblasti kolečka na pojezdové ploše. Po této ploše se budou pohybovat kolečka, přes které bude přenášeno zatížení na rotující běhoun. Za tímto účelem byl proveden výpočet Hertzova tlaku pro kontaktní dvojici válec, rovina.

$$b = \sqrt{\frac{2 \cdot F_k}{\pi \cdot l_k} \cdot \frac{\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}}{\frac{1}{d_1} + 0}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 5400}{\pi \cdot 40} \cdot \frac{\frac{1 - 0,3^2}{210\,000} + \frac{1 - 0,3^2}{210\,000}}{\frac{1}{100}}} \quad (37)$$

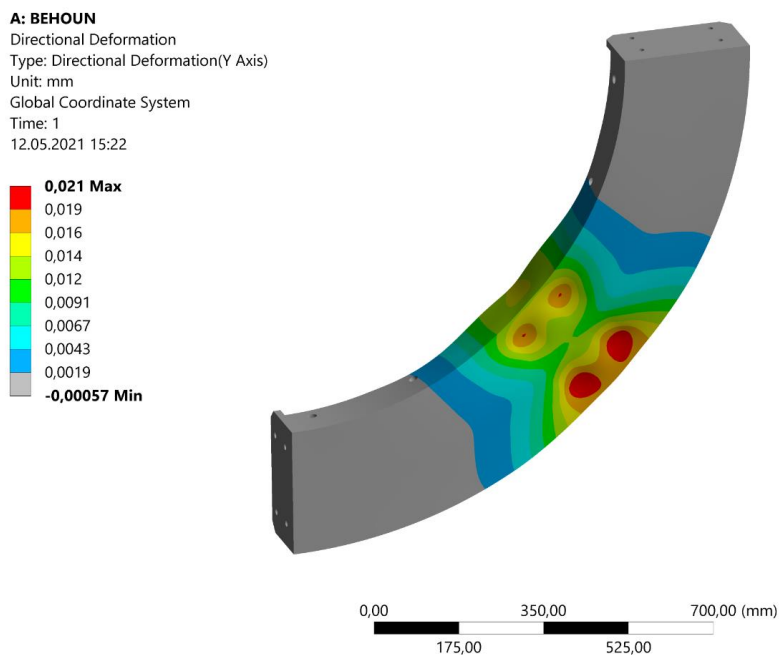
$$= 0,2729 \text{ mm}$$

$$p_H = \frac{2 \cdot F_k}{\pi \cdot b \cdot l_k} = \frac{2 \cdot 5\,400}{\pi \cdot 0,2729 \cdot 40} = 314,91 \text{ MPa} \quad (38)$$

Model běhounu byl rozdělen na oblasti, na které se následně budou definovat okrajové podmínky. Kontakt kola a běhounu bude reprezentovat obdélník o rozměrech 40 x 0,55 mm. Typ analýzy byl zvolen *Static Structural* a materiálové vlastnosti *Structural Steel*. Síť byla tvořena *Tetrahedrons*, kdy velikost elementu činila 2 mm. V místě kontaktu kolečka s pojezdovou dráhou byla síť zjemněna. Síť měla 236121 uzlů a 136294 elementů. Toto nastavení bylo pro následující analýzy shodné.

MKP analýza 1: vliv tlaku 70,3 bar na kluzné ploše

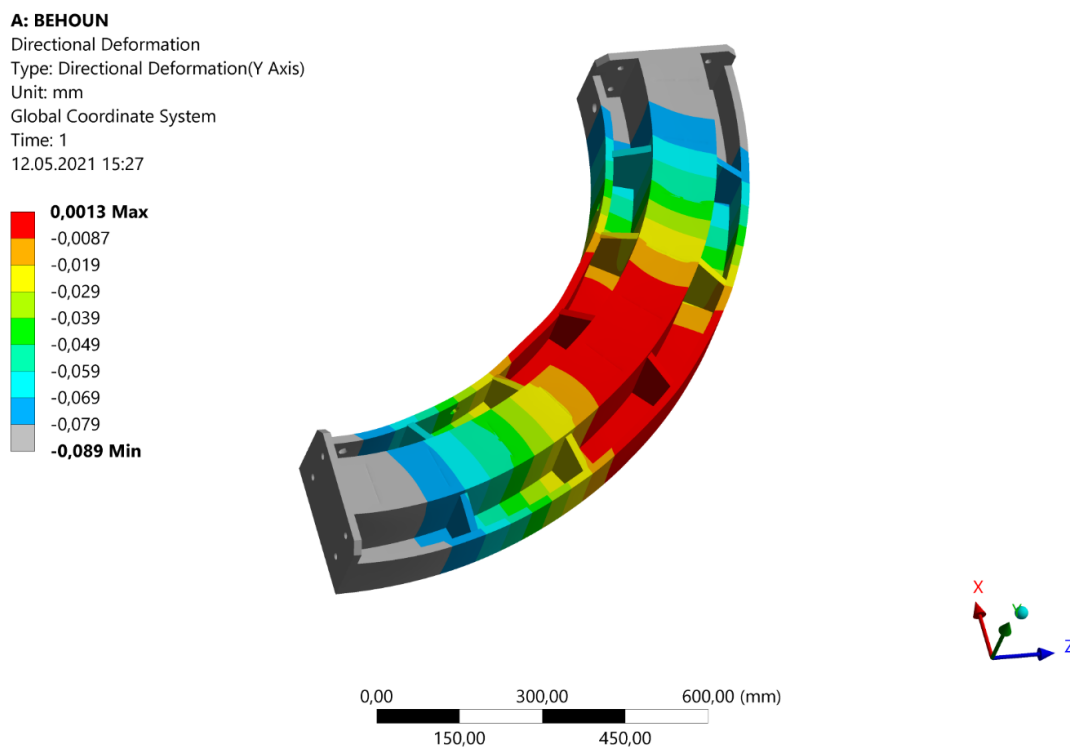
Okrajové podmínky byl definovány podle situace těsně před rozdělením kluzných povrchů. Běhoun leží na prahové oblasti kapsy. Na promítnutou plochu pojezdových koleček byla definována vazba *Fixed*. Na promítnuté ploše buněk bude působit tlak 70,3 bar. Aby byla zavedena symetrie, tedy že čela segmentů jsou navzájem spojena, je na tato čela aplikována vazba *Displacement*. Tato vazba umožňuje pouze pohyb kolmý na kluznou plochu (podél osy Y).



obr. 5-21 MKP analýza vlivu tlaku ke zvednutí na deformaci kluzné plochy.

MKP analýza 2: vliv síly 108 000 N na pojezdové ploše

Zde je situace, kdy je pojezdová plocha vystavena účinku maximálního zatížení 108 000 N na segment. Tato síla byla aplikována na plochy dané kontaktní oblastí kolečka a pojezdové plochy. Vazba *Fixed* byla definována na promítnutou plochu prahu a vazba *Displacement* opět na čela za účelem symetrie.

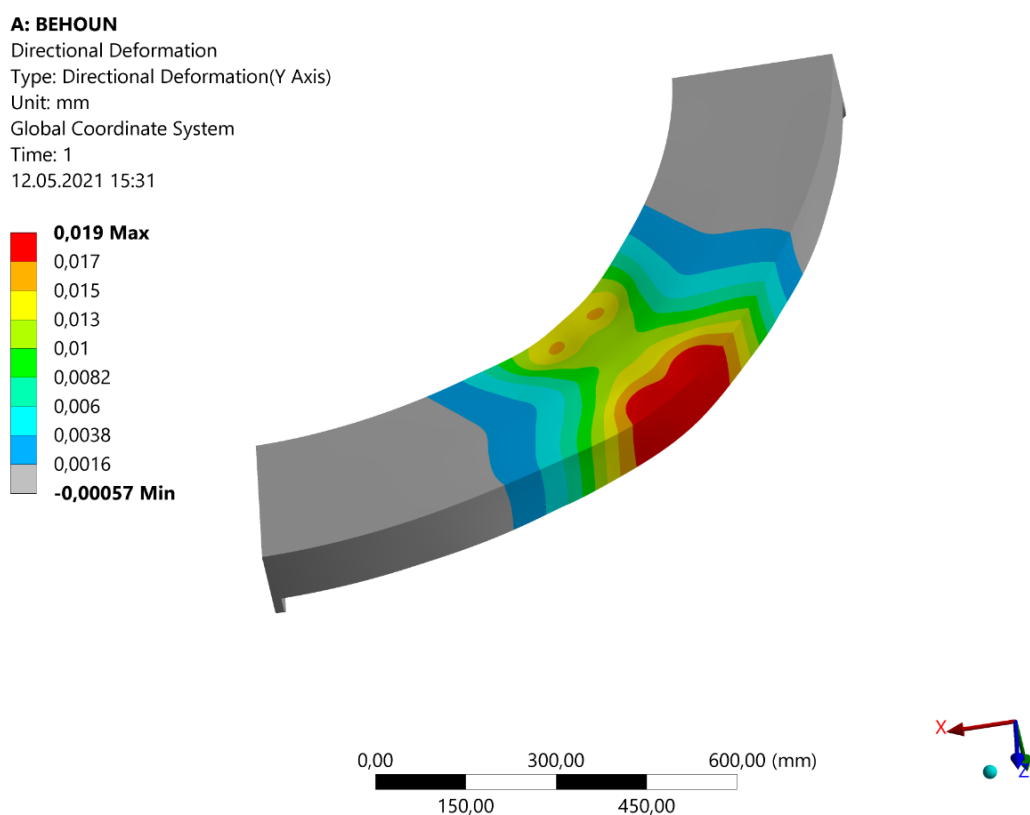


obr. 5-22 MKP analýza vlivu zatížení pojezdové plochy na deformaci.

Pro vyhodnocení je důležitá oblast v místě a kolem kapsy. Dále od ní se začíná projevovat průhyb běhounu kvůli mezeře mezi hydrostatickými jednotkami. Při vykreslení redukovaného napětí byla vrácena hodnota maximálního napětí 101,42 MPa. Je zde vidět rozdíl oproti vypočtenému Hertzovu tlaku. Hodnoty z výpočtáře jsou zatíženy chybou vzniklou nedostatečnou velikostí elementů sítě. Analyticky zjištěná hodnota proto bude brána jako napětí, vůči kterému bude posouzeno dovolené napětí polotovaru.

MKP analýza 3: vliv provozního tlaku na kluzné ploše

Touto simulací byla snaha přiblížit se co nejvíce stavu, který bude probíhat při provozu. Tedy na kluznou plochu v místě prahu byl aplikován tlak 1,275 MPa, což je polovina tlaku v buňce. V místě buněk byl zaveden tlak 2,55 MPa. Na kontaktní plochy pojezdu a koleček byla definována vazba *Fixed* a vazba *Displacemet* opět na čela za účelem symetrie.



obr. 5-23 MKP analýza vlivu provozního tlaku na deformaci.

Svary nebyly v analýze uvažovány a jejich přítomnost přispěje ke zvýšení tuhosti segmentu. Jako nejhorší případ se jeví situace, kdy jsou kluzné povrchy odděleny a tlak je utvořen po celé promítnuté ploše kapsy. Je nutné dodat, že zde došlo k zjednodušení, které neodpovídá reálné situaci v ložisku. Jak již bylo řečeno v rešerši, tlak při průchodu mezerou klesá z hodnoty tlaku v buňce až do atmosférického tlaku lineárně. V této simulaci byl však definován na promítnutou plochu prahu poloviční tlak v buňce. Deformace tedy bude reálně u hran kapsy nižší. Sledovaná deformace ale nepřesáhla 0,03 mm, tudíž tato geometrie byla prohlášena za konečnou.

Segment běhounu bude vyroben z oceli S355J2G3. Tato ocel je ekvivalentem 11 523, tedy konstrukční, nelegované oceli vhodné ke svařování. Žádoucí je též skutečnost, že je k dostání ve formě pásů. Tvar rádiusu bude vytvořen zkružováním. Po svaření bude segment žihán ke snížení vnitřního pnutí. Následně bude možné funkční plochy obrobít. Funkčními plochami jsou dosedací čela, pojezdová plocha, kluzná plocha a připojovací otvory.

5.4.2 Výpočet pohonu

Výpočet má za cíl určit způsob přenosu krouticího momentu na točnu a zároveň odhalit požadované parametry pohonu, jako výkon a krouticí moment. Výpočet pohonu vychází z momentů setrvačnosti rotující hmoty a z třecích momentů. Momenty setrvačnosti byly odečteny z modelu v prostředí *Inventor 2020*. První část výpočtu má za cíl odhalit momenty setrvačnosti. Ze zadaných a zvolených parametrů, patrných v tab. 5-3, do výpočtu vstupují:

tab. 5-3 Vstupní parametry pro výpočet momentů setrvačnosti

Parametr	Označení	Velikost
Zatížení na točnu	m_z	44 000 kg
Poloměr působíště zatížení	r_z	0,865 m
Moment setrvačnosti rotující hmoty	J_1	549,98 kg · m ²
Otáčky točny	n_t	11,5 min ⁻¹
Čas rozběhu točny	t_r	10 s

Zatížení je zde uvažováno pro přetíženou točnu, čímž se výpočet pohybuje na bezpečné straně. Moment setrvačnosti od zatížení byl zjednodušen na případ, kdy celé zatížení působí na tenkou obruč o poloměru r_z . Otáčky točny vychází ze zadání práce a čas rozběhu byl zvolen.

$$J_2 = m_z \cdot r_z^2 = 44\,000 \cdot 0,865^2 = 32\,921,9 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (39)$$

Celkový moment setrvačnosti je potom roven součtu momentu od zatížení a momentu od rotující hmoty.

$$J_{celk} = J_1 + J_2 = 549,98 + 32\,921,9 = 33\,471,88 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (40)$$

Aby bylo možné zjistit krouticí moment na točně, je potřeba dopočítat úhlovou rychlost ω_t a zrychlení točny α_t .

$$\omega_t = 2 \cdot \pi \cdot n_t = 2 \cdot \pi \cdot 11,5 = 1,204 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (41)$$

$$\alpha_t = \frac{\omega_t}{t_r} = \frac{1,204}{10} = 0,12 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (42)$$

$$M_{kt} = J_{celk} \cdot \alpha_t = 33\,471,88 \cdot 0,12 = 4030,02 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (43)$$

Ve druhé části je potřeba určit třecí momenty, které budou přispívat k brždění rotace točny.

tab. 5-4 Vstupní parametry pro výpočet třecích momentů.

Parametr	Označení	Velikost
Rameno valivého odporu ocel - ocel	ξ	0,01 mm
Poloměr kuličky ložiska (6305)	R_1	5,75 mm
Poloměr valivých elementů (6305)	R_2	21,75 mm
Poloměr kuličky ložiska (6013)	R_3	5,16 mm
Poloměr valivých elementů (6013)	R_4	41,25 mm
Poloměr točny	R_t	1000 mm
Poloměr kolečka	R_{kol}	50 mm
Počet ložisek koleček	i_1	160
Počet koleček	i_2	80
Počet ložisek středu	i_3	2
Třecí síla HS ložiska	F_{thsl}	90 N
Odhad kroutícího momentu motoru	M_{kM}	860 N · m
Průměr výstupní hřídele motoru	d_h	32 mm

Poloměry související s ložisky byly odečteny z výkresů SKF. Poloměr točny je daný zadáním práce. Do výpočtu vstupuje kroutící moment motoru, který je ale v tuto chvíli neznámý. Proto byl zaveden počáteční odhad, který byl následně korigován. Průměr výstupního hřídele byl opět odhadnut a po zvolení konkrétního motoru byl upraven na novou hodnotu. V prvotní rozvaze byla určena místa, kde vzniká tření. Jsou to ložiska pojezdového kola, která jsou v každém kolečku dvě. Dále pak v kontaktu kolečka s pojezdovou plochou běhounu. Následně také v kontaktu ložiska s běhounem a v ložisku středu. Výpočet začíná stanovením třecího momentu pojezdové dráhy. K celkovému momentu však vede cesta přes dílčí části:

$$F_{t1} = \frac{\xi \cdot \frac{g \cdot m_z}{i_1}}{R_1} = \frac{0,01 \cdot \frac{g \cdot 44\,000}{160}}{5,75} = 4,69 \text{ N} \quad (44)$$

$$M_{t1} = F_{t1} \cdot R_2 = 4,69 \cdot 21,75 = 0,102 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (45)$$

$$M_{ct1} = M_{t1} \cdot i_1 = 0,102 \cdot 160 = 16,322 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (46)$$

$$F_{t2} = \frac{\xi \cdot \frac{g \cdot m_z}{i_2}}{R_{kol}} = \frac{0,01 \cdot \frac{g \cdot 44\,000}{80}}{50} = 1,079 \text{ N} \quad (47)$$

$$M_{t2} = F_{t2} \cdot R_{kol} = 1,079 \cdot 50 = 0,054 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (48)$$

$$M_{ct2} = M_{t2} \cdot i_2 = 0,054 \cdot 80 = 4,315 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (49)$$

Třecí moment pojezdu je součtem třecího momentu ložisek koleček a třecího momentu kolečka na běhounu:

$$M_{ctkol} = M_{ct1} + M_{ct2} = 16,322 + 4,315 = 20,64 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (50)$$

$$F_{okol} = \frac{M_{ctkol}}{R_{kol}} = \frac{20,64}{50} = 0,413 \text{ kN} \quad (51)$$

$$M_{tkol} = F_{okol} \cdot r_z = 0,413 \cdot 0,865 = 357,013 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (52)$$

Vliv ložiska středu je dán vztahy:

$$F_o = m_z \cdot R_t \cdot \omega_t^2 = 44\,000 \cdot 1 \cdot 1,204^2 = 63,812 \text{ kN} \quad (53)$$

$$F_M = \frac{M_{kM}}{\frac{d_h}{2}} = \frac{860}{\frac{32}{2}} = 53,75 \text{ kN} \quad (54)$$

$$F_v = F_o + F_M = 63,8 + 53,75 = 117,562 \text{ kN} \quad (55)$$

$$F_{t3} = \frac{\xi \cdot F_v}{R_3} = \frac{0,01 \cdot 117,562}{5,16} = 227,83 \text{ N} \quad (56)$$

$$M_{t3} = F_{t3} \cdot R_4 = 227,83 \cdot 41,25 = 9,39 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (57)$$

$$M_{ct3} = M_{t3} \cdot i_3 = 9,39 \cdot 2 = 18,796 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (58)$$

Z výpočtu HS ložiska byla známá třecí síla. Její vliv bude též uvažován ve výpočtu celkového třecího momentu:

$$M_{thsl} = 4 \cdot F_{thsl} \cdot r_z = 4 \cdot 90 \cdot 0,865 = 311,4 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (59)$$

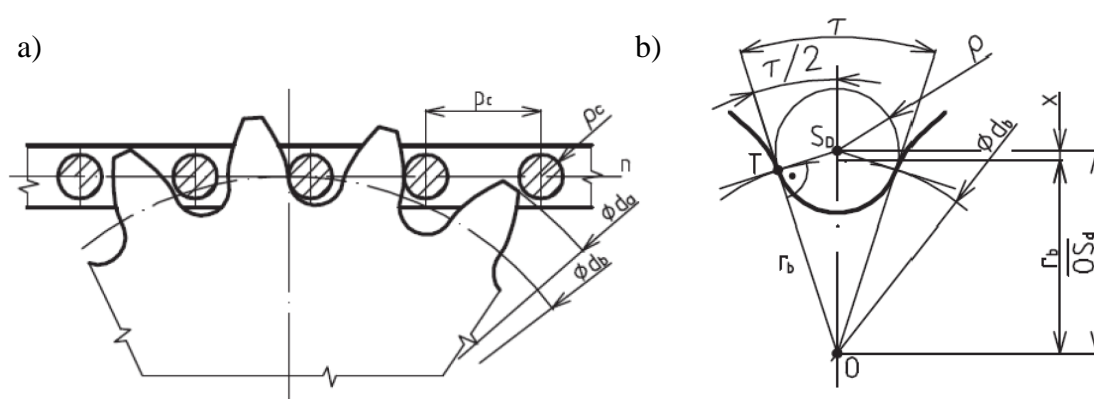
$$\begin{aligned} M_{tcelk} &= M_{kt} + M_{tkol} + M_{ct3} + M_{thsl} = \\ &= 4030,02 + 357,013 + 18,796 + 311,4 = 4718,152 \text{ kN} \end{aligned} \quad (60)$$

Ve výpočtu není zahrnut vliv těsnění kapsy. Těsnění je zamýšleno gumovými stěrkami a jejich vliv bude zahrnut v konzervativním přístupu k vypočteným požadavkům na krouticí moment a výkon motoru. V následující fázi do výpočtu vstupují vlastnosti použitého převodu kroutícího momentu z motoru na točnu. Výpočet bude sledovat postup návrhu a bude přistoupeno k výpočtu cévového převodu (*pin gear*). Obsahem je zjistit geometrii hřebenu a palečného kola.

tab. 5-5 Vstupní parametry do výpočtu cévového převodu.

Parametr	Označení	Velikost
Modul	m_o	7 mm
Počet zubů palečného kola	z_1	21
Úhel záběru	α_c	20 °
Poloměr mezery	ρ	6 mm
Průměr roztečné kružnice čepů hřebenu	d_c	1260 mm
Účinnost cévového převodu	η_{cev}	0,9

Výpočet geometrie cévového převodu ve svém článku popsali Vávra a Havlík [42]. Na úvod je potřeba definovat vstupní veličiny uvedené v tab. 5-5. Geometrie ozubení je patrná na obr. 5-24.



obr. 5-24 Schéma: s) geometrie cévového ozubení; b) geometrie zubové mezery palečného kola [42].

Rozteč zubů palečného kola je dána modulem. Při známé rozteči a počtu zubů palečného kola je možné vypočítat roztečnou kružnici:

$$p_b = \pi \cdot m_o = \pi \cdot 7 = 22 \text{ mm} \quad (61)$$

$$d_b = \frac{p_b \cdot z_1}{\pi} = \frac{22 \cdot 21}{\pi} = 147 \text{ mm} \quad (62)$$

Úhel rozevření zubů vstupuje do výpočtu velikosti zubové mezery.

$$\tau = 2 \cdot \tan^{-1} \left(\frac{\rho}{\frac{d_b}{2}} \right) = 2 \cdot \tan^{-1} \left(\frac{6}{\frac{147}{2}} \right) = 0,163 \text{ rad} = 9,33^\circ \quad (63)$$

$$e = \tau \cdot \frac{d_b}{2} = 0,163 \cdot \frac{147}{2} = 11,97 \text{ mm} \quad (64)$$

Tloušťka zubu na roztečné kružnici je doplněk zubové mezery do velikosti rozteče zubů. Následně je možné zkontrolovat podmínku udávající maximální velikost čepu hřebenu:

$$s_b = p_b - e = 22 - 11,97 = 10,03 \text{ mm} \quad (65)$$

$$OS_d = \sqrt{\left(\frac{d_b}{2}\right)^2 + \rho^2} = \sqrt{\left(\frac{147}{2}\right)^2 + 6^2} = 73,74 \text{ mm} \quad (66)$$

$$x_b = OS_d - \frac{d_b}{2} = 73,74 - \frac{147}{2} = 0,244 \text{ mm} \quad (67)$$

$$\rho_c \leq \rho - x_b \quad (68)$$

$$\rho_c = \rho - x_b = 6 - 0,244 = 5,756 \text{ mm} \quad (69)$$

Čep hřebenu bude mít zvolený průměr 10 mm vzhledem k výsledku z podmínky. Následující část výpočtu vede ke zjištění průměru hlavové kružnice palečného kola.

$$\tau_b = \frac{360 - (z_1 \cdot \tau)}{z_1} = \frac{360 - (21 \cdot 9,33)}{21} = 0,136 \text{ rad} = 7,792^\circ \quad (70)$$

$$d_s = \frac{d_b}{\cos \left(\sqrt[3]{3 \cdot \frac{\tau_b}{2}} \right)} = \frac{147}{\cos \left(\sqrt[3]{3 \cdot \frac{7,792}{2}} \right)} = 176,8 \text{ mm} \quad (71)$$

$$S_a = 0,25 \cdot m_o = 0,25 \cdot 7 = 1,75 \text{ mm} \quad (72)$$

$$d_a = d_s - 2 \cdot S_a = 176,8 - 2 \cdot 1,75 = 173,3 \text{ mm} \quad (73)$$

Nezbytným parametrem je počet čepů hřebenu, potažmo zubů. Hraje zde roli roztečný průměr čepů, který byl dán konstrukčními rozměry testovacího zařízení.

$$z_2 = \frac{d_c \cdot \pi}{p_b} = \frac{1260 \cdot \pi}{22} = 180 \quad (74)$$

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{180}{21} = 8,571 \quad (75)$$

$$n_m = i \cdot n_t = 8,571 \cdot 11,5 = 98,571 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (76)$$

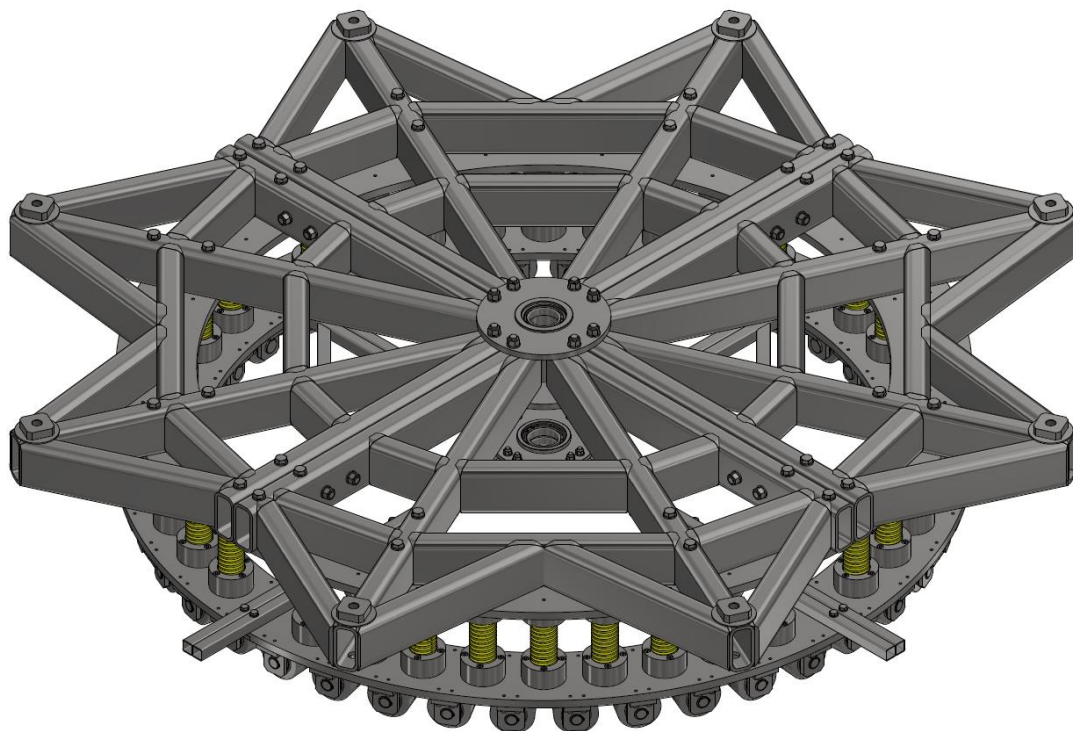
Při známém počtu zubů cévového převodu je možné dokončit výpočet potřebného kroutícího momentu M_{kp} a potřebného výkonu $P_{potř}$.

$$M_{kp} = \frac{M_{tcelk}}{\eta_{cev}} \cdot \frac{z_1}{z_2} = \frac{4718,1521}{0,9} \cdot \frac{21}{180} = 611,6 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (77)$$

$$P_{potř} = \frac{M_{tcelk}}{\eta_{cev}} \cdot \omega_t = \frac{4718,1521}{0,9} \cdot 1,204 = 6,305 \text{ kW} \quad (78)$$

Pro konvenční elektromotory je kombinace nízkých otáček a vysokého výkonu nevhodná. Přijatelný motor by musel být výrazně zpřevodován a navíc by se svými rozměry nevešel do vnitřního prostoru točny. Proto bylo zváženo použití hydromotorů, které momentové i výkonové požadavky splňují při zachování nízkých rozměrů. Vhodným hydromotorem může být orbitální hydromotor HR 400 k dostání od společnosti Hydrocom [43]. Ten je schopný vyvodit výkon 17,1 kW, kroutící moment 860 Nm a otáčky 190 ot/min. Tyto parametry jsou obecně závislé na geometrickém objemu hydromotoru, tlaku a průtoku. Geometrický objem je dán konstrukcí motoru. Tlak ovlivňuje výkon a kroutící moment. Průtok také ovlivňuje výkon, ale i otáčky. Při změně průtoku např. solenoidovým ventilem bude zajištěna plynulá změna otáček. Zvolený motor bude vybaven brzdou, která zajistí bezpečné zastavení točny. Do systému však bude vnesen druhý agregát. Jelikož tlakové i průtokové vlastnosti jsou oproti agregátu ložiska rozdílné, není vhodné je spojovat.

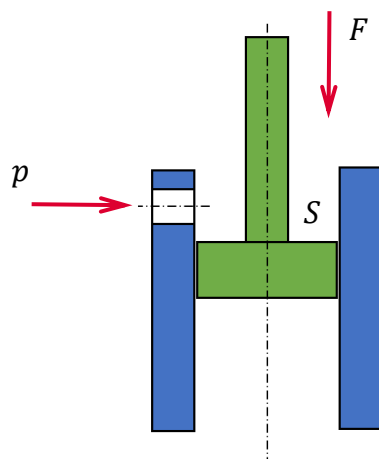
5.5 Návrh zatěžování točny



obr. 5-25 Celek zátěžného rámu.

V reálném případě je tento uzel tvořen tíhou konstrukce (točny) nad ložiskem. U testovacího zařízení je však potřeba tuto tíhu simulovat. Zatěžování bylo zvoleno pomocí hydraulických válců. Vhodným a zároveň komerčně dostupným je hydraulický válec od společnosti Carmax [34]. Jedná se o karosářský stahovák, jehož koncová oka jsou opatřena odnímatelnými háky. Pro účely testeru budou tyto háky demontovány. Samotný válec je jednočinný, tedy tlak kapaliny působí pouze v jednom směru. V klidovém stavu je válec vysunut na svůj maximální rozsah 130 mm. Při působení tlaku na píst se začíná píst zasouvat do tělesa válce. Po odlehčení je vratný pohyb pístu realizován pružinou.

Zvolený válec je schopen vyvodit sílu 98,1 kN. Teoreticky, pokud odečteme samotnou hmotnost konstrukce nad ložiskem a snížíme přetížitelnost, by čtyři válce stačily. Je ale nutné brát v úvahu ovládací tlak na ruční pumpě. Dle doporučení je obsluha schopna vyvodit ruční pumpou tlak 35 MPa vzhledem k námaze a délce ovládací páky. Rozhodnutí vhodného počtu válců bylo provedeno na základě kontrolního výpočtu:



obr. 5-26 Schéma sil působících na píst hydraulického válce.

$$p_v = \frac{F_{va}}{S_v} = \frac{F_{va}}{\frac{\pi \cdot D_p^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_p^2}{4}} = \frac{108\,000}{\frac{\pi \cdot 55^2}{4} - \frac{\pi \cdot 33^2}{4}} = 71 \text{ MPa} \quad (79)$$

Průměry pístu jsou dány konstrukcí hydraulického válce a síla je uvažována ve velikosti potřebné vyvodit na čtvrtinu rámu. Je patrné, že ovládací tlak je dvojnásobný oproti doporučenému tlaku. To by znamenalo výrazně delší ovládací rameno pumpy či uživatelsky nepřívětivé požadavky na vyvozenou sílu. Zároveň je nutné uvažovat se skutečností, že válec bude upevněn na základovou desku. Za tímto účelem byla navržena základna hydraulického válce, na které však po prvotní MKP analýze pro výše popsany stav došlo k výraznému redukování napětí. Vzhledem ke komfortu obsluhy a k překročení meze kluzu uvažovaného konstrukčního materiálu základny byl počet válců zvýšen na 8. Díky zdvojení klesne vyvozená síla F na 54 kN. Při zachování geometrie pístu klesne ovládací tlak na 35,5 MPa, což je v rámci ovladatelnosti přijatelné. Použitím většího počtu válců přibude do systému více ovládacích pump. Zde se nabízí možnost ovládat jednou pumpou dva válce např. u jedné hydrostatické jednotky. Je ovšem nutné podotknout, že písty se nemusí chovat shodně např. kvůli rozdílnému tření mezi pístem a těsněním. Tyto rozdíly by nebylo možné kompenzovat za provozu. Pozitivním vlivem zdvojení je naopak snížení požadavků na snímače síly, díky čemuž bude možné volit snímače s vyšší přesností.

Již bylo zmíněno, že základna hydraulického válce byla podrobena MKP analýze. Opět se jednalo o analýzu *Static Structural*, při které byl zvolen materiál *Structural Steel*. Síť tvořily elementy o velikosti 3 mm.

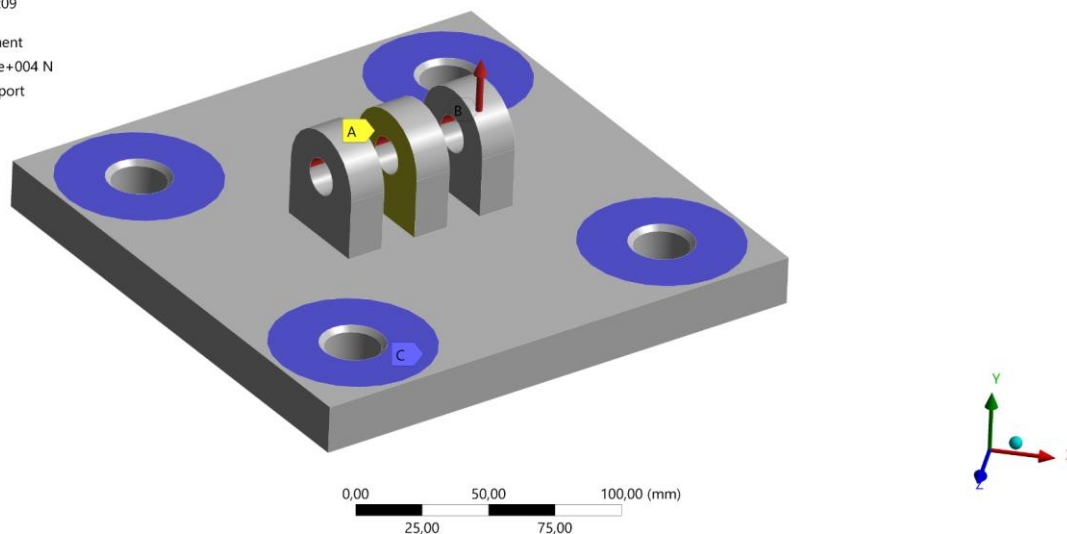
B: ZÁKLADNA VALCU

Static Structural

Time: 1, s

12.05.2021 15:09

- A** Displacement
- B** Force: 5,4e+004 N
- C** Fixed Support



obr. 5-27 Okrajové podmínky vstupující do analýzy základny válců.

V modelu byly zavedeny plochy, na které byly následně aplikovány okrajové podmínky. Konkrétně se jedná o rozdělení plochy otvoru pro čep a promítnutou plochu podložky uchycení. Okrajové podmínky byly definovány dle obr. 5-27. Na plochu podložek byla definována vazba *Fixed* a na plochu otvoru síla od válce 54 kN. Na čela středového oka byla definována vazba *Displacement* umožňující pohyb pouze ve směru osy Y, čímž je simulováno obepnutí tohoto oka válcem.

B: ZÁKLADNA SILENTBLOKŮ

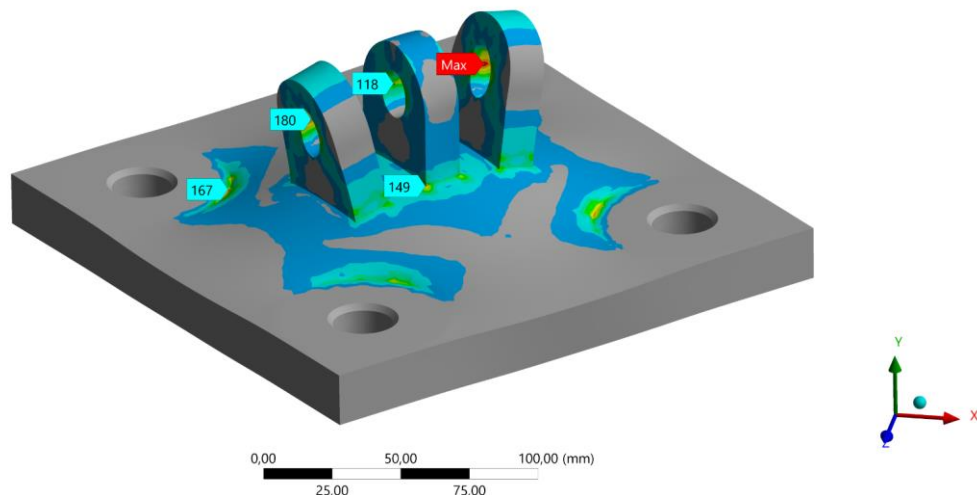
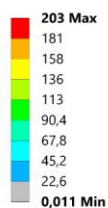
Napětí

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

12.05.2021 13:16



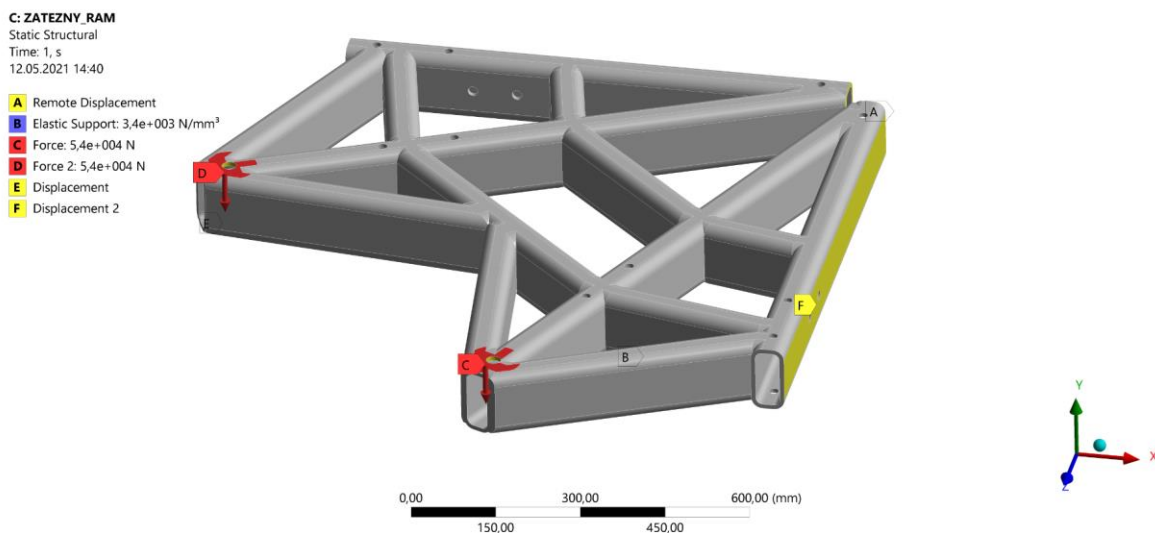
obr. 5-28 MKP analýza napětí na základně hydraulických válců.

Ze simulace bylo vyhodnocováno napětí. Maximální napětí vzniklo na hraně dělení ploch oka. Zde napětí dosahuje hodnoty 203 MPa. Na základnu hydraulického válce bude použita ocel E360, jejíž mez kluzu je 360 MPa. Tato součást má bezpečnost 1,7. Výroba základny válce je možná frézováním a následným vrtáním otvorů pro šrouby a čep.

5.5.1 Návrh zátěžného rámu

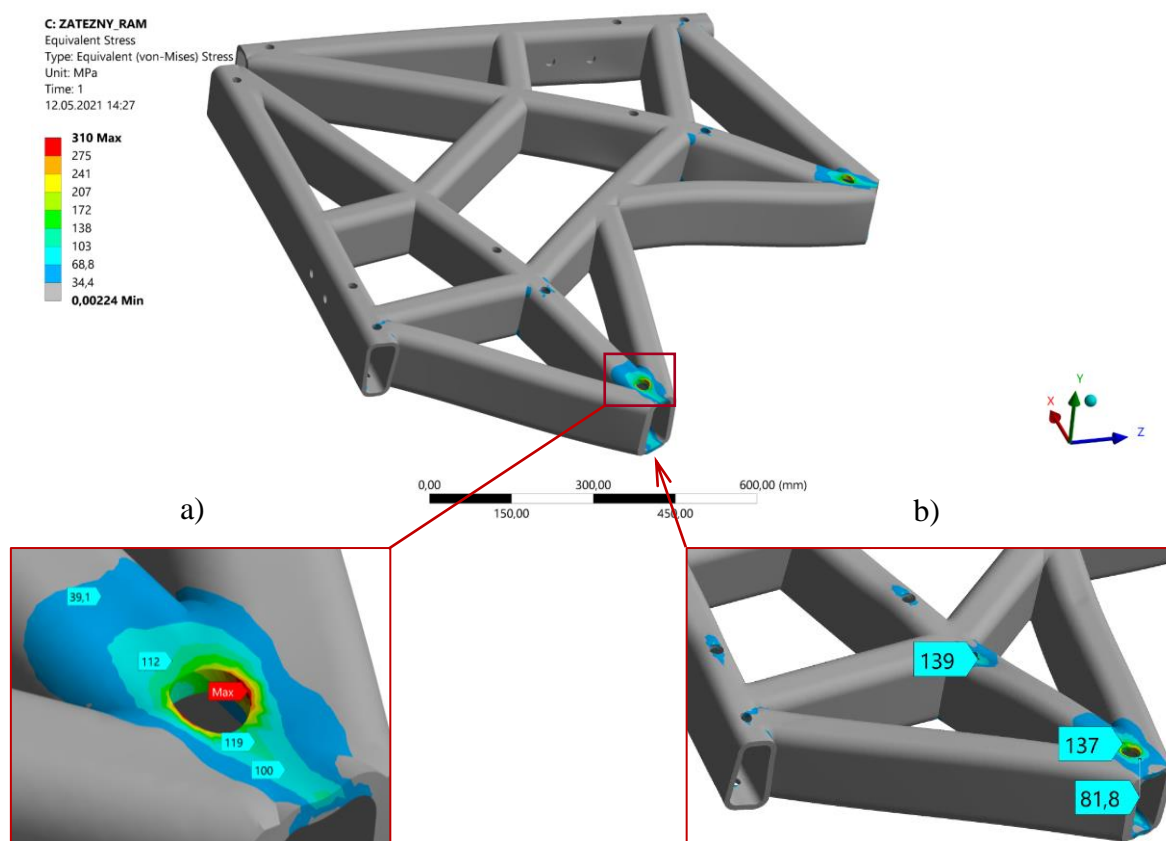
Rám zajišťuje převod zatížení dále na rotující běhoun. Celek rámu se skládá ze čtyř segmentů, které jsou k sobě připojeny šroubovými spoji. Toto dělení opět reflektuje manipulační požadavky. Zátěžný rám sám je statický vzhledem k napojení hydraulických válců. I tak ale musí umožňovat vertikální posuv daný změnou výšky od silentbloků a mazacího filmu. Středová příruba má v sobě dvě radiální ložiska 6013, která mají v přírubě pevný vnější kroužek. Vnitřnímu kroužku je umožněno volně se pohybovat po středovém sloupku. Tvar rámu reflektuje zamýšlený způsob výroby, kterým je svařování. Dále pak jsou obdélníkové profily polohovány tak, aby delší strana byla ve směru zatěžování. Hlavním předpokladem je použití fixačních přípravků. Samo svařování poté bude probíhat s výraznými časovými prodlevami mezi svary, čímž bude sníženo teplotní ovlivnění profilů. Vrtání otvorů bude probíhat až po svaření.

MKP analýza zátěžného rámu měla za cíl odhalit napětí v místě napojení hydraulických válců na rám. Jednalo se o analýzu typu *Static Structural* a materiál byl definován *Structural Steel*. Velikost sítě činila 3 mm a elementy byly použity *Tetrahedrons*.



obr. 5-29 Okrajové podmínky aplikované na zátěžný rám.

Okrajové podmínky jsou patrné na obr. 5-29. Na promítnutou plochu podložky bylo aplikováno zatížení 108 kN, na díry pro připojení válce pak vazba *Displacement* umožňující pohyb ve směru osy Y. Ze spodní strany rámu v místě druhé řady profilů se nachází výztuha, na kterou budou doléhat pružiny. Zde byla definována vazba *Elastic Support* simulující pružiny s tuhostí 3 400 N/mm. V místě středové příruby byla aplikována vazba *Remote Displacement*.

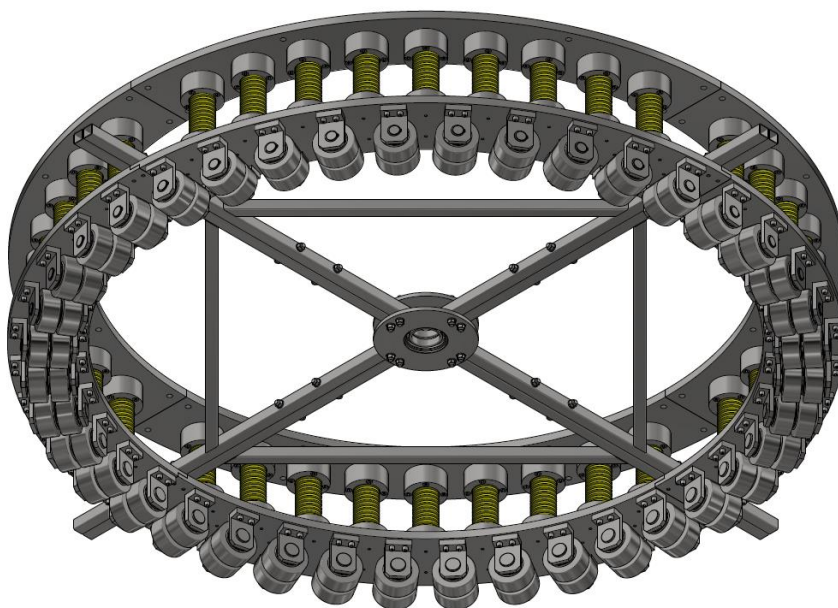


obr. 5-30 Analýza napětí zátěžného rámu; a) detail horní (zatížené) plochy, b) detail spodního pohledu.

Výsledek analýzy je ovlivněn singularitou na hraně díry pro připojení hydraulického válce. Tohoto napětí zde reálně nebude dosaženo. Jako reálnější se jeví hodnota napětí na spodní ploše profilu, kde napětí dosahuje hodnoty 140 MPa. Tyto profily budou vyrobeny z oceli S355J2H, jejíž mez kluzu je 355 MPa. Bezpečnost rámu činí 2,5. Profily tohoto materiálu a rozměru jsou k dostání v katalogu Feron.

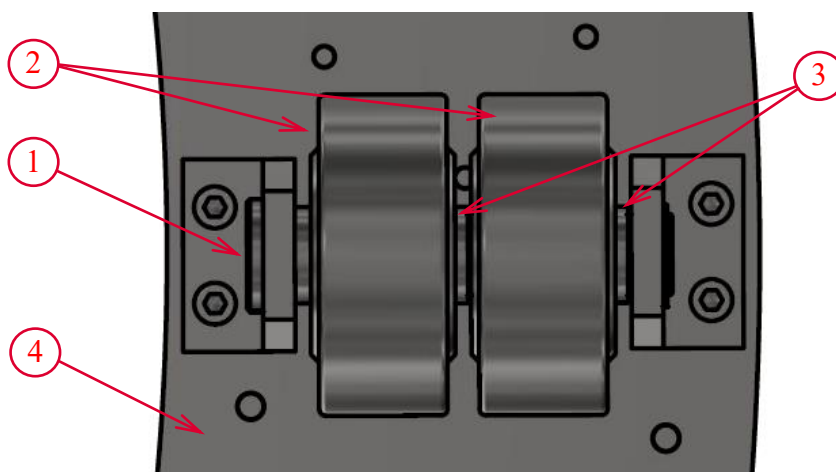
5.5.2 Přenos zatížení na rotující běhoun

Zátěžný rám je v prostoru vymezen hydraulickými válci. Nemůže konat rotační pohyb, pouze výškový posuv. Naopak pohonný rám spolu s běhounem koná rotační pohyb. Aby bylo možné přenést zatížení ze statické součásti na rotující, je zde navržen pojezdový rám.



obr. 5-31 Obrázek pojezdového rámu.

Důležitým rozhodnutím bylo zvolit velikost a počet koleček. Příliš malý průměr kolečka zvyšoval kontaktní tlak. Naopak kolečka velkého průměru by mohla být použita pouze v menším počtu a tím by nebylo zatížení rozloženo rovnoměrně. Šířka kolečka také hrála svoji roli. Původně zamýšlená kolečka pro dopravníky se vyznačovala vysokou únosností, ale byla široká 120 mm. Zde by již docházelo ke skluzu z důvodu rozdílných rychlostí na koncích kolečka. Skluz by dále vedl k opotřebení běžce kolečka.

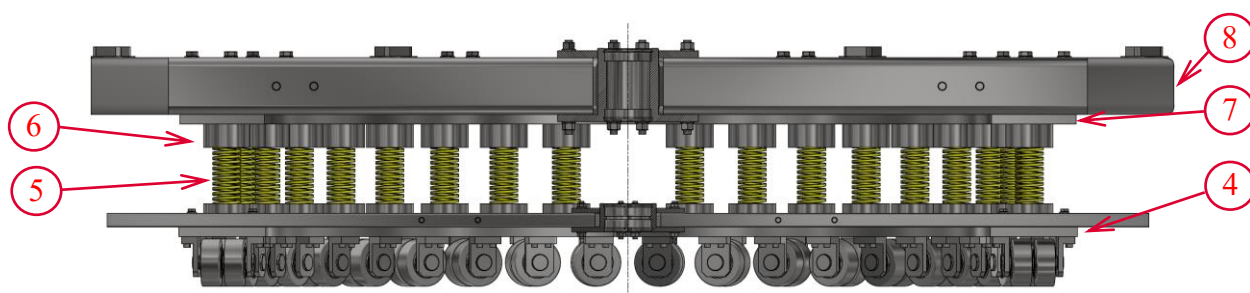


obr. 5-32 Obrázek pohledu na dvojici pojezdových koleček.

Poté, co byly tyto problémy identifikovány, byla pro přenos zatížení zvolena kolečka s označením SVS 100/25K. Kolečka jsou vybrána z katalogu Blickle [44]. Jedná se o kolečka s průměrem 100 mm a šířkou 40 mm. Jak je patrné na obr. 5-32, na jedné ose (1) se nachází dvě kolečka (2), a to z důvodu výše zmíněného skluzu. Kolečka na této ose se budou pohybovat nezávisle na sobě, a to svojí rychlostí. Aby nedošlo k vzájemné kolizi koleček, nachází se mezi nimi vymežovací kroužek (3). Běžec kolečka byl zvažován ocelový a polyamidový. Polyamidový běžec by měl větší kontaktní oblast s pojezdovou plochou běhounu. Zatížení by se tady rozložilo na větší plochu, což by znamenalo např. použití pásovin menší tloušťky na svařenec běhounu. Výrazně ale narostl potřebný výkon motoru vzhledem k vyššímu valivému odporu. Proto byl nakonec zvolen ocelový běžec, který byl již uvažován v MKP analýze běhounu. Kolečko má únosnost 1 700 kg. Při použití čtyřiceti párů vychází síla na kolečko:

$$F_k = \frac{F}{80} = \frac{432\,000}{80} = 5\,400\,N = 551\,kg \quad (80)$$

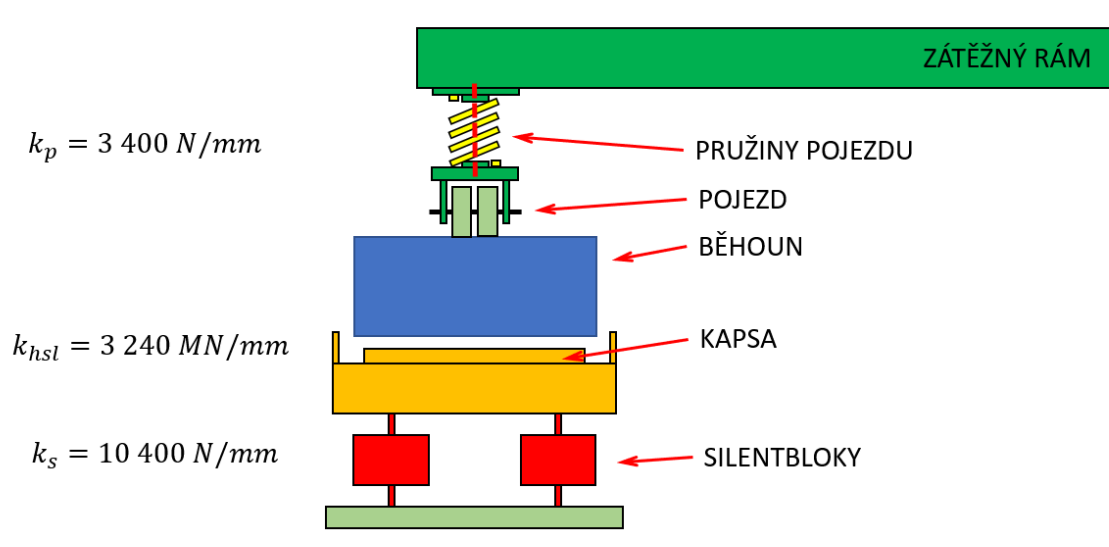
Vzhledem k vypočtené hodnotě zatížení na kolečko je zvolená únosnost dostatečná. Kolečka jsou upevněna ze spodní strany pojezdového prstence (4). Z horní strany tohoto prstence se dále nacházejí pružiny.



obr. 5-33 Obrázek řezu zátěžným uzlem.

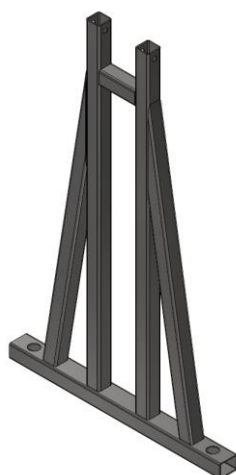
Pružiny (5) dle obr. 5-33 zde mají hned několik úkolů. Prvním je rovnoměrné rozložení zatížení a přiblížení se reálné situaci, kdy točna bude zatížena vlastní vahou. Dále pak zde působí jako deformační člen. Kdyby byl prstec (4) s kolečky napojen přímo na zátěžný rám (8), při postupném zatěžování by síla zjištěná tenzometrem skokově narostla v rámci minimálního posuvu hydraulického válce. Zavedením pružin bude nárůst síly pozvolný v rámci stlačování samotné pružiny. Důležitou roli zde hraje tuhost. Vzhledem k celku (obr. 5-34) se na testeru nachází tři části, jejichž tuhost byla posuzována. Jedná se o tuhost mazacího filmu, silentbloků a pružin. Tuhost mazacího filmu je výrazná oproti ostatním prvkům. Je žádoucí, aby pružiny měly menší tuhost než silentbloky. Při zatěžování potom bude vznikat výraznější deformace na pružinách než na silentblocích. Pružina byla vybrána z katalogu Hennlich [45]. Dle rozdělení vybraná nástrojová pružina spadá do kategorie velmi vysokého zatížení. Celkem bude použito 36 pružin na testovacím zařízení vzhledem k únosnosti pružiny.

Pružiny jsou uloženy v miskách (6), které jsou odnímatelné a v případě testování za např. nižšího zatížení lze tyto misky vyměnit za misky vhodnější pro pružinu nižší únosnosti. Horní sada misek je se zátěžným rámem (8) spojena přes výztuhu rámu (7). Maximální stlačení pružiny je v rozsahu zdvihu hydraulického válce.



obr. 5-34 Schéma tuhostí v systému testeru.

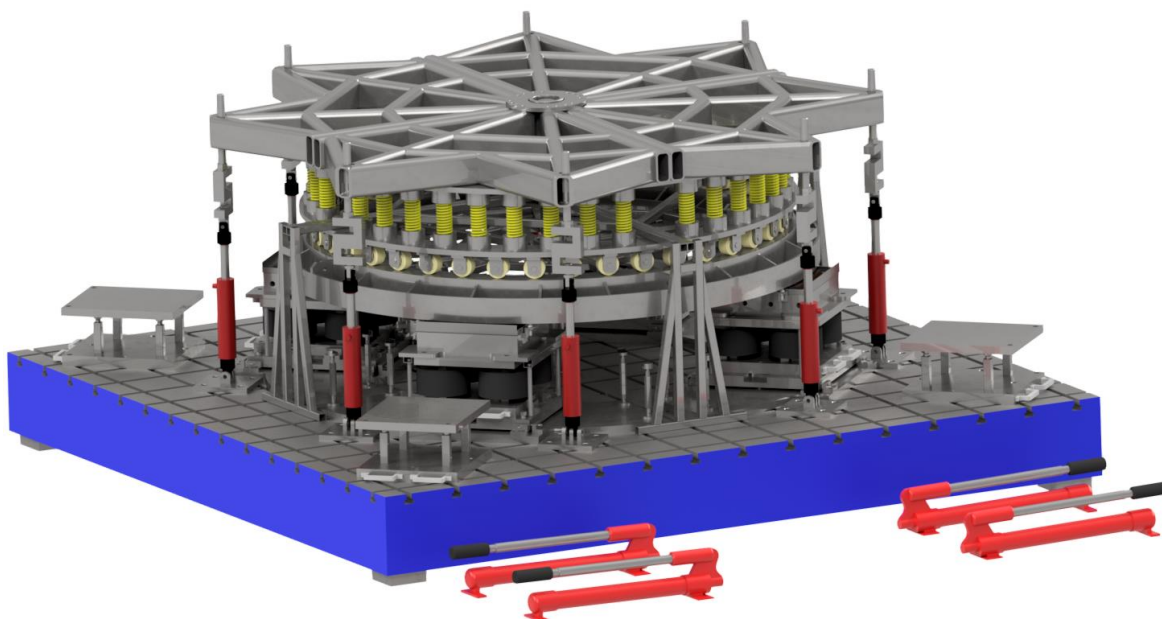
Rám spolu se středovou přírubou zde plní funkci středění prstence pružin. Podélné profily rámu vyčnívají dále, než je obrys točny dle obr. 5-33. Důvodem je, že při působení třecích sil mezi kolečky a pojezdovou plochou běhounu, bude mít rám s kolečky tendenci pohybovat se ve směru rotace. Tento vyčnívající profil umožní zavedení fixační konstrukce, která zamezí jeho pohybu od účinku třecí síly mezi běhounem a kolečky. Fixační konstrukce je patrná na obr. 5-35 a sestává ze svařované konstrukce profilů 30 x 30 mm. Pomocí korekčních šroubů je možné zajistit rotaci pojezdového rámu, ale umožnit výškové nastavení.



obr. 5-35 Fixační konstrukce pojezdového rámu.

5.6 Návrh funkce a měření

Výše byly popsány hlavní uzly testovacího zařízení. Nyní bude nastíněna montáž a testování. Zařízení bylo popsáno v logickém postupu, jak budou umístovány do prostoru (obr. 5-36). Jelikož se jedná o testovací zařízení, bude základní povrch tvořit přesná upínací deska v rozměru 3 x 3 metry. Je nutné brát v úvahu, že agregáty ložiska a pohonu nemohou být umístěny v těsné blízkosti upínací desky. Musí zde zůstat prostor pro obsluhu, který umožní přístup ke všem hydrostatickým jednotkám, stejně jako k ručním pumpám.



obr. 5-36 Obrázek upínacího prostoru testovacího zařízení.

Základová deska je v první fázi vybavena středovým sloupkem. Následně budou montovány a ustaveny vůči středovému sloupku čtyři hydrostatické jednotky. Rámové konstrukce ze segmentů budou smontovány do svých celků v prostoru vedle upínací desky. Pohonný rám spolu s běhounem bude usazen na jednotky. Jeho váha činí 770 kg, a tedy k jeho zavedení na středový sloupek bude zapotřebí použít jeřáb. Opět zvlášť montovaný celek pojezdu a zátěžného rámu váží 1 500 kg a jeho zavedení opět vyžaduje použití jeřábu. Poslední montážní fáze se věnuje napojení hydraulických válců na zátěžný rám a přisunutí fixační konstrukce pojezdového rámu.

V předešlých kapitolách byla uvažována senzorika. Podle určení se dá rozdělit do dvou skupin. Senzorika sledující vlastnosti maziva se skládá ze snímače tlaku, snímače průtoku a snímače teploty. Naopak senzorika sledující provozní parametry ložiska se skládá ze snímače polohy a ze snímače síly. Senzorika vstupující do návrhu konstrukce bude nyní popsána.

Poloha běhounu vůči kapse, což je zároveň tloušťka mazacího filmu, je měřena bezdotykovým indukčním snímačem polohy. Indukční snímače pracují na principu Faradayova zákona pro indukované napětí. Reagují na přítomnost elektricky vodivého materiálu. V přední části snímače je oscilátor (cívka + kondenzátor), který generuje kmity. Pokud se vodivý materiál přibližuje, jsou tyto kmity utlumeny a naopak. Zvolen byl snímač od společnosti Balluff BAW M12MI-UAC35C-S04G [46]. Jedná se o snímač průměru 12 mm. Přesnost snímače je o řád nižší než očekávaná tloušťka mazacího filmu. Oblast linearity se nachází v rozsahu 0,2 až 3,5 mm. Výstupem je analogové napětí v rozsahu od 0 do 10 V.

Síla vyvozená hydraulickým válcem bude sledována tenzometrickým snímačem síly tvaru S. Jelikož je použito 8 hydraulických válců, a není garantované, že se válce budou chovat stejně (pasivní odpor těsnění pístu), bude použit pro každý válec jeden snímač síly. Při zatížení 40 tun a 8 snímačích vychází zatížení na snímač 5 tun. Posuzované snímače se vyráběly buď pro zatížení 5 tun, nebo potom pro 7,5 tuny. Vzhledem k hraniční hodnotě byl zvolen snímač síly pro zatížení 7,5 tuny s označením SLS410 od společnosti Mettler [47]. Přesnost měření je dána 0,03 % z udávaného zatížení, což odpovídá 2,25 kg. Při takto velkém vyvozovaném zatížení je přesnost dostatečná. Výstupem je napětí.

Od snímače teploty se požaduje schopnost zavedení měřícího konce do jímky. Rozsah měřených teplot je obecně u termočlávkových snímačů široký (do 1200 °C). Pro zavedení do jímky se nejlépe jeví termočlávková sonda s uzemněným koncem pro rychlou odezvu. Omezujícím parametrem je ale délka ocelové trubičky sondy, která by mohla kolidovat se dnem rozváděcího bloku. Vzhledem k rozsahu teplot a k variabilitě co se týče délky sondy byl vybrán termočlánek typu J se sondou o průměru 3 mm a délkou sondy 70 mm. Tento termočlánek nabízí společnost Omega [48] pod označením HTTC36-J-18G-70-XXXX-X. Typ napojení do měřícího řetězce může být variabilní buď standartním konektorem OSTW-M nebo mini konektorem SMPW-M a nahrazuje X-ové pozice v kódu produktu.

Nastavování montážní nepřesnosti bude probíhat na vyměnitelném segmentu mimo prostor hydrostatické jednotky pomocí kalibrů. Touto metodou je možné nastavit výškový rozdíl mezi hydrostatickými jednotkami, který bude simulovat výrobní nepřesnost. Výškovou pozici hydrostatických jednotek vůči sobě je možné nastavit pomocí úchylkoměru v držáku. Jako vztažný povrch je brána na testovacím zařízení horní plocha základny. Vyhodnocovaným povrchem je potom spodní strana dna v místě rohů. Tato pozice je nastavena pouze jednou pomocí výškově nastavitelných šroubů podstavy a následně zajištěna aretačními šrouby.

6 DISKUZE

Ložisková kapsa byla navržena tvaru čtverce s čtvercovými buňkami. Původní záměr byl kapsu navrhnout pomocí aproximační metody. Při porovnání s přístupem podle analogie s elektrickým polem bylo zjištěno, že ložisko by bylo schopné zatížení unést, bylo ale výrazně rozměrově předimenzované. Požadavky na tlak a průtok z agregátu byly též výrazně vyšší. Navíc zde neexistovala možnost volby jako je tomu u metody analogie s elektrickým polem, kdy je možné sledovat vývoj průtoku, tlaku a ztrát v grafu ještě před samotným výpočtem. Jako restriktor byl vybrán škrticí ventil, který umožňuje změnu nastaveného průtoku. Silentbloky byly vybrány na základě únosnosti. Rozhodnutí dle tuhosti bude doplněno na základě vzniklého článku. Konstrukce umožňuje výměnu uložení kapsy mezi stavem na pevno a na pružné podpoře (silentbloky). Sledovaná tloušťka mazacího filmu je měřena indukčním snímačem polohy.

Tvar rámových konstrukcí odpovídá vždy čtvrtině z celého průměru. Celek je potom dán sešroubováním těchto částí. Zároveň je možné s velkými prvky manipulovat (projit dveřmi do laboratoře). Pohon byl zvažován konvenčním elektromotorem. U tohoto řešení vyvstal problém s prostorovou náročností motoru při zachování požadovaných parametrů. Byl tedy použit hydromotor, který do návrhu vnese další hydraulický agregát. Na druhou stranu tento motor zajistí požadovaný výkon, kroutící moment i změnu otáček. Umístění motoru je zvažováno v útrobách testovacího zařízení. Převod kroutícího momentu je realizován cévovým převodem. Tento typ převodu je využíván právě u konstrukcí točen. Zde je navíc vhodná délka čepu hřebene. Jelikož se výška prvků nad ložiskem může měnit o změnu tloušťky mazacího filmu (dále pak také o deformaci silentbloku), použití cévového převodu umožní tyto změny kompenzovat vhodně navrženou délkou čepu hřebenu.

Hydraulika byla navržena s ohledem na bezpečnost celého testovacího zařízení. Výstupem je schéma hydraulického okruhu. Pozice hydrostatických jednotek reflektuje co nejshodnější délky hadic. Tím pádem by ztráty měly být podobné. Do budoucna je možné hydraulický okruh rozšířit a zavést restriktory řízené zpětnou vazbou na základě sledovaného parametru (tloušťka mazacího filmu, tlak). Takto řešené přizpůsobení nerovnostem by vyžadovalo pouze kapsu na pevno. Veškeré dorovnávání by bylo řešeno na úrovni hydrauliky a mazacího filmu. Konstrukčně by tak točna získala zjednodušení.

Zatížení je realizováno pomocí osmi hydraulických válců. Tyto válce jsou ovládány ručními pumpami. Bylo zvažováno spojení těchto válců, ale vzhledem k pasivním odporům (např. těsnění pístnice) byla tato možnost zavrhnuta. Navíc je možné do budoucna navrhnout hydraulické válce, které budou poháněny agregátem. Tento agregát by bylo možné spojit s agregátem pohonu. Tato aplikace se navíc u divadelních točen používá. Scénická propadla jsou pohybována pomocí hydraulických válců, které jsou poháněny stejným agregátem, který pohání hydromotor. Zátěžná síla bude sledována pomocí snímače síly. Zde má zvýšení počtu zátěžných míst kladné vlastnosti na přesnost. Ta je u snímačů síly dána procentem z celkového zatížení, na které je snímač konstruován. Navýšením zátěžných míst tak klesne požadované zatížení na snímač.

Převod zatížení byl navržený pojezdovou tratí. Tento uzel se v reálných aplikacích vyskytovat nebude. Zatížení bude dáno váhou točny nad ložiskem. Aby však bylo možné převést zatížení ze statického zátěžného rámu na rotující pohonný rám, bylo nutné zavést valivý element – kolečka. Počet koleček byl dán snížením kontaktního tlaku na pojezdové ploše běhounu. Menší počet i menší průměr koleček vedl ke zvýšení napětí nad mez kluzu materiálu běhounu. Pružiny mezi pojezdem a zátěžným rámem plní funkci rovnoměrného rozložení zatížení na pojezdovou plochu běhounu. Zároveň také fungují jako deformační člen, který umožní pozvolný nárůst síly sledovaný snímači síly.

Celky rámu jsou nasunuty na středový sloupek, který umožňuje jejich výškovou přizpůsobivost při neustálém středění celků. Aby nedošlo k posunu pohonného rámu od třecí síly mezi kolečky a pojezdovou plochou běhounu, je rám pružin opatřen fixační konstrukcí.

První fáze testování se zaměří na srovnání vypočtených hodnot s hodnotami naměřenými. Zde se bude sledovat tlak v buňkách a průtok v hydraulice. Stejně pak jako tloušťka mazacího filmu pro určité zatížení. Dynamické testy se následně budou snažit přiblížit provozu divadelních točen. Může se jednat o testy sekvenčního spouštění a vypínání pohonu točny, nebo naopak o testy dlouhého chodu. Další fáze testů může pokračovat zavedením asymetrického zatížení či montážní nepřesnosti. Asymetrické zatížení může být dosaženo natlakováním hydraulických válců na rozdílné hodnoty tlaků. Montážní nepřesnost pak nastavením rozdílných výšek rohů pomocí kalibrů na vyměnitelném segmentu hydrostatické jednotky.

7 ZÁVĚR

Hlavním cílem práce bylo navrhnout axiální hydrostatické ložisko pro divadelní točnu v měřítku 1:10. Při návrhu byly brány v úvahu omezení plynoucí z montáže reálných točen. Zároveň bylo ložisko navrženo na průměr 2 metry a zatížení 40 tun. Mezi dílčí cíle práce se řadila analýza problému a provedení bibliografické rešerše existujících řešení, vypracování koncepčních návrhů možných řešení, konstrukčních návrhů s výrobní dokumentací vybraných součástí a návrhem technologie výroby. Hlavní i dílčí cíle byly splněny. V rešeršní části je popsán princip hydrostatických ložisek a hydraulického agregátu, sloužícího k napájení ložiska mazivem. Dále pak byla provedena rešerše způsobů přenosu kroutícího momentu na točnu a způsobů vyvození zatížení na testeru. Následně byly v analýze zhodnoceny možné přístupy k výpočtu a dále pak byly sestaveny koncepční varianty hlavních částí testeru. Návrh využíval kapsu uloženou na silentblocích. Čtvercová kapsa byla podrobena výpočtu, na jehož základě byly zjištěny geometrické vlastnosti, vlastnosti hydrauliky a tloušťka mazacího filmu. Hydrostatická jednotka umožňuje změnu uložení hydrostatické kapsy se zavedenou montážní nepřesností. Návrh byl podložen výkresovou dokumentací částí hydrostatického uložení a sestavami testeru. Součásti byly navrženy s ohledem na technologii výroby. Výroba součástí a sestavování točen obecně vnáší jistou míru nepřesností. Touto problematikou se zabývá vzniklý článek, který posuzoval vliv silentbloků a postup volby jeho tuhosti pro určitou míru nepřesností. Poznatky ze článku lze dále aplikovat i na volbu silentbloků pro testovací zařízení. Silentblok tak bude možné vybrat nejen na základě únosnosti, ale i na základě vhodné tuhosti. Navržené testovací zařízení umožní sledovat provozní stavy axiálního hydrostatického ložiska, především však tloušťku mazacího filmu. Zároveň bude možné posoudit vliv silentbloků na tloušťku mazacího filmu při zavedené nepřesnosti.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Jevištní technologie - Stavovské divadlo. *Divadelní architektura v Evropě*. [vid. 28. únor 2020]. Dostupné z: <https://www.theatre-architecture.eu/res/archive/092/010518.pdf?seek=1>
- [2] POKORNÝ, Vít. Městské divadlo Karlovy Vary. *Divadelní noviny*. 2017 [vid. 28. únor 2020]. Dostupné z: <https://www.divadelni-noviny.cz/mestske-divadlo-karlovy-vary>
- [3] HARNOY, Avraham. *Bearing design in machinery*. New York: Marcel Dekker, 2002. ISBN 0-8247-0703-6.
- [4] KHONSARI, Michael a Richard BOOSER. Applied tribology. *Tribology International*. 1970, roč. 3, č. 2, s. 116. ISSN 0301679X.
- [5] LI, Xibing, Xun WANG, Ming LI, Yunshi MA a Ying HUANG. The Research Status and Progress of Heavy/Large Hydrostatic Thrust Bearing. *Advances in Mechanical Engineering*. 2014, roč. 6, s. 982584. ISSN 1687-8140.
- [6] BASSANI, R a B PICCIGALLO. *Hydrostatic lubrication*. Amsterdam: Elsevier, 1992. ISBN 044488498.
- [7] ROWE, W. B. Advances in Hydrostatic and Hybrid Bearing Technology. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Mechanical Engineering Science*. 1989, roč. 203, č. 4, s. 225–242. ISSN 0263-7154.
- [8] Poznatky v oblasti hydrostatických ložisek. *MM spektrum*. 2002 [vid. 12. listopad 2020]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/poznatky-v-oblasti-hydrostatickych-lozisek.html>
- [9] BOLEK, Alfréd a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 1. svazek. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989. Česká matice technická. ISBN 80-03-00046-7.
- [10] VINŠ, Jindřich. *Kluzná ložiska*. 2. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1971.
- [11] Výkonová klasifikace průmyslových maziv. *Oleje.cz*. [vid. 17. březen 2020]. Dostupné z: <https://www.oleje.cz/clanek/Vykonova-klasifikace-prumyslovych-maziv>
- [12] BAROŠKA, Ján. *Hydrostatické mechanizmy*. 2012. ISBN 978-80-970 897-2-6.
- [13] HALLING, J. a R. A. BURTON. Principles of Tribology. *Journal of Lubrication Technology*. 1977, roč. 99, č. 2, s. 305–306. ISSN 0022-2305.
- [14] STACHOWIAK, Gwidon a Andrew BATCHELOR. *Engineering Tribology*. 3. vyd. Burlington: Elsevier, 2005. ISBN 9780750678360.
- [15] SHEEHAN, Michael, Steve GUNNELS, Charles HULL, Jonathan KERN, Carey SMITH, Matt JOHNS a Stephen SHECTMAN. Progress on the structural and mechanical design of the Giant Magellan Telescope. In: Larry M. STEPP, Roberto GILMOZZI a Helen J. HALL, ed. . 2012, s. 84440N.
- [16] KURZ, Richard. *Technical Overview*. 2013 [vid. 13. březen 2020]. Dostupné z: https://www.gmto.org/slpdf/GMT_SLPDR_Section_03_Technical_Overview.pdf

- [17] GUNNELS, Steve. The Giant Magellan Telescope (GMT): hydrostatic constraints. In: Larry M. STEPP, Roberto GILMOZZI a Helen J. HALL, ed. . 2010, s. 77334Z.
- [18] KURZ, Richard. *Telescope*. 2013 [vid. 16. březen 2020]. Dostupné z: https://www.gmto.org/slpdr/GMT_SLPDR_Section_06_Telescope.pdf
- [19] ZOLLERN. Rotary table bearings. *Rotary table bearings*. [vid. 28. únor 2020]. Dostupné z: <https://www.zollern.com/en/plain-bearings/hydrostatic-bearings/rotary-table-bearings.html>
- [20] ZOLLERN. Hydrostatic bearing for round tables. *Hydrostatic bearing for round tables*. [vid. 28. únor 2020]. Dostupné z: https://www.zollern.com/fileadmin/Upload_Konzernseite/Downloads/Datenblaetter/Hydrostatische_Lager/Datenblatt-Rundtischlager.pdf
- [21] ZOLLERN. Hydrostatic bearing systems. *Hydrostatic bearing systems*. [vid. 28. únor 2020]. Dostupné z: https://www.zollern.com/fileadmin/Upload_Konzernseite/Downloads/Brochueren/Casting_and_Forging/ZOL-HydrostatLager11-engl-z525.pdf
- [22] VAN BEEK, A. a A. SEGAL. Rubber supported hydrostatic thrust bearings with rigid bearing surfaces. *Tribology International*. 1997, roč. 30, č. 1, s. 47–52. ISSN 0301679X.
- [23] GUSTAFSSON, Anders. Hydrostatické ložisko. 157731. 1973. ČSR.
- [24] ARSENIUS, Torsten. Hydrostatické ložisko. 157714. 1973. ČSR.
- [25] HEBKÝ, Alois, Jaroslav BLÁHA a Jan VOJTEK. Vysokotlaké hydrostatické axiální ložisko rotačních strojů, zejména čerpadel a turbín. 131515. 1968. ČSR.
- [26] SEDLÁČEK, Jaroslav. Kluzné axiální segmentové ložisko. 250438. 1986. ČSR.
- [27] SVOBODA, Jaroslav. Axiální hydrostatické ložisko. 110526. 1963. ČSR.
- [28] *Hydraulics - Basic principles*. Würzburg: Bosch Rexroth AG, 2016. ISBN 978-3-9816219-0-7.
- [29] ETEL. *Co je momentový motor*. [vid. 23. březen 2020]. Dostupné z: <https://www.etel.ch/cz/momentove-motory/princip/>
- [30] RYGL, Ondřej. *Konstrukce otočného stolu obráběcího stroje*. B.m., 2011. Brno: VUT.
- [31] Oprava rotorů ohříváků vzduchu kotle v Teplárně Trmice. *Martia*. [vid. 23. březen 2020]. Dostupné z: <http://www.martia.cz/cs/reference/59-oprava-rotoru-ohrivaku-vzduchu-kotle-v-teplarne-trmice>
- [32] VOJÁČEK, Antonín. *Rotační enkodéry pro řízení pohonů a pohybu*. 2017 [vid. 5. listopad 2020]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/rotacni-encode-ry-pro-rizeni-pohonu-a-pohybu.html>
- [33] KENDRION. *Industrial Line*. [vid. 19. květen 2021]. Dostupné z: https://www.kendrion.com/fileadmin/user_upload/Downloads/Brochures_and_Flyers/Electromagnets_Actuators/Holding-magnets-Industrial-Line-Kendrion-EN.pdf

- [34] *Hydraulický klempířský stahovák s pumpou 10t.* [vid. 12. listopad 2020]. Dostupné z: https://www.aretacni-pripravky.cz/lisy/hydraulicka-pumpa--cerpadlo--a-hydraulicky-valec-10t/?gclid=CjwKCAiA17P9BRB2EiwAMvwNyO5wLFJRCt48xF_uaTk4IQvgpJUvnbqgW5KMmNiyZqdXWqJX3IbxuRoCRboQAvD_BwE
- [35] HAMROCK, Bernard J a Steven R SCHMID. *Fundamental of Fluid Film Lubrication Second Edition.* 2004. ISBN 0824753712.
- [36] LOEB, A. M. a H. C. RIPPEL. Determination of Optimum Proportions for Hydrostatic Bearings. *A S L E Transactions.* 1958, roč. 1, č. 2, s. 241–247. ISSN 0569-8197.
- [37] RIPPEL, H. C. *Cast bronze hydrostatic bearing design manual.* Cleveland: CBBI, 1969.
- [38] ROWE, W. B. Advances in hydrostatic and hybrid bearing technology. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science.* 1989, roč. 203, č. 4, s. 225–242. ISSN 20412983.
- [39] NORELEM. *Zástrčné čepy s magnetickou axiální pojistkou.* [vid. 19. květen 2021]. Dostupné z: <https://www.norelem.com/cz/cs/Produkty/Přehled-výrobků/norelem-inch/03000-inch-Pružné-tlačné-prvky-Aretační-čepy-Dorazové-prvky-Středicí-a-polohovací-prvky-Fixační-prvky-Vodicí-vložky-do-drážek-palce/Fixační-čepy-s-kuličkami-palce/03412-inch-Zástrčné-čepy>
- [40] NORELEM. *Třmenová madla.* [vid. 19. květen 2021]. Dostupné z: <https://www.norelem.com/cz/cs/Produkty/Přehled-výrobků/Pružný-systém-normalizovaných-dílů/06000-Ovládací-prvky/Třmenové-úchyty-trubkové-úchyty-a-miskové-úchyty/06916-Třmenová-madla.html>
- [41] FRAM. *SILENTBLOKY VÁLCOVÉ TYP B.* [vid. 19. květen 2021]. Dostupné z: <https://www.rubber.cz/silentblok-s200100-typ-b-m20x42/m20>
- [42] VÁVRA, Miroslav a Jiří HAVLÍK. The geometry of pin gearing. In: *borník vědeckých prací Vysoké školy báňské - Technické univerzity Ostrava. Řada strojní.* 2011, s. 177–181.
- [43] HYDROCOM. *Orbitální hydromotory.* [vid. 19. květen 2021]. Dostupné z: <https://www.hydrocom.cz/orbitalni-hydromotory>
- [44] BLICKLE. *SVS 100/25K.* [vid. 19. květen 2021]. Dostupné z: <https://www.blickle.cz/výrobek/SVS-100-25K-584870>
- [45] HENNLICH. *Nástrojové pružiny.* [vid. 19. květen 2021]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/produkty/pruziny-nastrojove-pruziny-248.html>
- [46] BALLUFF. *BAW004U.* 2021 [vid. 19. květen 2021]. Dostupné z: https://www.balluff.com/local/cz/productfinder/product/?key=BAW004U#
- [47] TOLEDO, Mettler. *Tenzometrické snímače SLS410.* [vid. 19. květen 2021]. Dostupné z: https://www.mt.com/cz/cs/home/products/Industrial_Weighing_Solutions/AutomPrecision/load-cell-and-weigh-module/tension-lc/SLS410-economical.html
- [48] OMEGA. *Hollow Tube Style Thermocouple Probes.* [vid. 19. květen 2021]. Dostupné z: <https://www.omega.com/en-us/temperature-measurement/temperature-probes/probes-with-lead-wires/p/HTTC36>

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

9.1 Použité symboly

A_p	mm^2	Efektivní plocha
D_p	mm	Průměr pístu
E_1	MPa	Youngův modul tělesa 1
E_2	MPa	Youngův modul tělesa 2
F	N	Síla na ložisko
F_{HJ}	N	Síla od zatížení na čtvrtinu testeru
F_k	N	Síla na kolečko
F_M	N	Síla od krouticího momentu
F_o	N	Obvodová síla na vnějším průměru točny
F_{ovl}	N	Síla potřebná k vysunutí segmentu
F_{okol}	N	Obvodová síla na kolečku
F_t	N	Třecí síla HS ložiska
F_{thsl}	N	Třecí síla HS ložiska
F_{t1}	N	Třecí síla ložiska kolečka
F_{t2}	N	Třecí síla kolečka
F_{t3}	N	Třecí síla elementu ložiska středu
F_v	N	Celkový vliv obvodové síly a síly od krouticího momentu
F_{va}	N	Síla na válec
H	W	Ztráty jedné HS kapsy
H_c	W	Ztráty HS ložiska
H_{celk}	W	Ztráty v systému
H_f	—	Ztrátový součinitel
J_{celk}	$kg \cdot m^2$	Celkový moment setrvačnosti
J_1	$kg \cdot m^2$	Moment setrvačnosti rotující hmoty
J_2	$kg \cdot m^2$	Moment setrvačnosti od zatížení

L_1	mm	Šířka prahu ve směru x
L_2	mm	Šířka prahu ve směru y
M_{ctkol}	$N \cdot m$	Celkový třecí moment pojezdu
M_{ct1}	$N \cdot m$	Celkový třecí moment ložisek koleček
M_{ct2}	$N \cdot m$	Celkový třecí moment koleček
M_{ct3}	$N \cdot m$	Třecí moment ložisek středu
M_{kM}	$N \cdot m$	Odhad krouticího momentu motoru
M_{kp}	$N \cdot m$	Potřebný krouticí moment pohonu
M_{kt}	$N \cdot m$	Krouticí moment na točně
M_{tcelk}	$N \cdot m$	Celkový třecí moment
M_{thsl}	$N \cdot m$	Třecí moment HS ložiska
M_{tkol}	$N \cdot m$	Třecí moment pojezdu
M_{t1}	$N \cdot m$	Třecí moment ložiska
M_{t2}	$N \cdot m$	Třecí moment kolečka
M_{t3}	$N \cdot m$	Třecí moment ložiska středu
OS_d	mm	Vzdálenost od středu palečného kola do středu čepu hřebenu
P_{HG}	W	Potřebný výkon čerpadla (hydrogenerátoru)
$P_{potř}$	W	Potřebný výkon pohonu
Q	$L \cdot min^{-1}$	Průtok
Q_c	$m^3 \cdot s^{-1}$	Průtok dodávaný čerpadlem
Q_{celk}	$L \cdot min^{-1}$	Celkový dodávaný průtok
Q_p	$L \cdot min^{-1}$	Průtok do jedné HS kapsy
Q_r	$L \cdot min^{-1}$	Průtok do jedné HS buňky
R	mm	Poloměr kruhové kapsy
R_{kol}	mm	Poloměr kolečka
R_t	mm	Poloměr točny
R_0	mm	Poloměr kruhové buňky
R_1	mm	Poloměr kuličky ložiska (6305)
R_2	mm	Poloměr valivých elementů (6305)
R_3	mm	Poloměr kuličky ložiska (6013)

R_4	mm	Poloměr valivých elementů (6013)
S_a	mm	Tloušťka zubu
S_v	mm^2	Plocha pístu
V_n	m^3	Objem nádrže
X	mm	Délka obdélníkové kapsy
Y	mm	Šířka obdélníkové kapsy
a	mm	Polovina délky buňky
b	mm	Poloměr stykové plochy
b_1	mm	Šířka efektivní plochy
b_2	mm	Délka efektivní plochy
d_a	mm	Průměr hlavové kružnice palečného kola
d_b	mm	Roztečná kružnice
d_c	mm	Průměr roztečné kružnice čepů hřebenu
d_h	mm	Průměr výstupní hřídele motoru
d_s	mm	Průměr ostrého zubu
d_p	mm	Průměr pístnice
d_1	mm	Průměr válce (kolečka)
e	mm	Velikost zubové mezery na roztečné kružnici
f	—	Součinitel tření HS ložiska
f_s	—	Součinitel tření
h	mm	Tloušťka mazacího filmu
i	—	Převodový poměr
i_1	—	Počet ložisek koleček
i_2	—	Počet koleček
i_3	—	Počet ložisek středu
k_{hsl}	N/mm	Tuhost mazacího filmu HS ložiska
k_p	N/mm	Tuhost pružin
k_s	N/mm	Tuhost silentbloků
l	mm	Polovina délky kapsy

l_k	mm	Délka stykové plochy
m	kg	Přenášené zatížení HS ložiskem
m_o	mm	Modul ozubení
m_s	kg	Hmotnost segmentu
m_z	kg	Zatížení na točnu
n	—	Počet HS kapes
n_m	$ot \cdot min^{-1}$	Otáčky palečného kola
n_t	$ot \cdot min^{-1}$	Otáčky točny
p_b	mm	Rozteč
p_f	—	Tlakový součinitel
p_H	MPa	Kontaktní tlak
p_l	MPa	Tlak ke zvednutí dosedlého běhounu
p_p	MPa	Tlak na plochu prahu
p_r	MPa	Tlak v HS buňce
p_s	MPa	Tlak v systému
p_v	MPa	Tlak ve válci
q_f	—	Průtokový součinitel
r_z	mm	Poloměr působíště zatížení
s_b	mm	Tloušťka zubu na roztečné kružnici
s_l	mm^2	Plocha prahu
t_r	s	Čas rozběhu točny
v	$m \cdot s^{-1}$	Obvodová rychlost otáčení
x	mm	Délka obdélníkové buňky
x_b	mm	Vzdálenost od roztečné kružnice do středu čepu
y	mm	Šířka obdélníkové buňky
z_1	—	Počet zubů palečného kola
z_2	—	Počet zubů hřebenu
α_c	$^\circ$	Úhel záběru
α_t	$rad \cdot s^{-2}$	Zrychlení točny

δ	mm	Hloubka buňky
η_c	—	Účinnost čerpadla (hydrogenerátoru)
η_{cev}	—	Účinnost cévového převodu
μ	$Pa \cdot s$	Dynamická viskozita maziva
μ_1	—	Poissonovo číslo tělesa 1
μ_2	—	Poissonovo číslo tělesa 2
ξ	mm	Rameno valivého odporu
ρ	mm	Poloměr zubové mezery
ρ_c	mm	Maximální poloměr čepu
ρ_m	$kg \cdot m^{-3}$	Hustota maziva
τ	$^\circ$	Úhel rozevření zubové mezery
τ_b	$^\circ$	Úhel rozevření zubu na roztečné kružnici
ω_t	$rad \cdot s^{-1}$	Úhlová rychlost otáčení točny

9.2 Použité zkratky

HD	Hydrodynamický/á
HS	Hydrostatický/á
MKP	Metoda konečných prvků

10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

obr. 1-1	Točna Městského divadla v Karlových Varech realizovaná pojezdovou dráhou [2].	15
obr. 2-1	Schéma částí hydrostatického ložiska.	16
obr. 2-2	Princip hydrostatického ložiska: tlakové průběhy v axiálním ložisku [6].	18
obr. 2-3	Dělení hydrostatických ložisek [7].	19
obr. 2-4	Příklady druhů hydrostatických ložisek: a) axiální s více buňkami; b) radiální ložisko; c) kombinované; d) sférické [4].	20
obr. 2-5	Kruhová axiální ložiska: a) s kompenzovaným filmem; b) s kruhovými buňkami; c) s drážkovými buňkami; d) s buňkami tvaru mezikruží [4].	21
obr. 2-6	Obdélníkové kapsy: a) stejná šířka kluzné plochy; b) rozdílná šířka kluzné plochy; c) d) e) se zaoblenými rohy; f) kapsa s více buňkami [6].	21
obr. 2-7	Působení excentrického zatížení na a) ložisko s jednou kapsou; b) na ložisko s více kapsami [6].	25
obr. 2-8	Systém s konstantním průtokem: jeden hydrogenerátor = jedna kapsa [6].	26
obr. 2-9	Systém s konstantním průtokem: s rozdělovačem průtoku (flow divider) [6].	26
obr. 2-10	Systém s konstantním tlakem: jeden restriktor = jedna kapsa [6].	27
obr. 2-11	Průtok a) a tloušťka filmu b) vůči zatížení pro různé systémy: 1 - konstantní průtok; 2 - kapilára; 3 - clona; 4 - ventil s konstantním průtokem; 5 - membránový restriktor; 6 - nekonečná tuhost ($h=\text{konst.}$) [6].	27
obr. 2-12	Obrázek: a) schématického řezu clonou [12]; b) nastavitelné kapiláry [4].	28
obr. 2-13	Zjednodušený řez clonou [12].	28
obr. 2-14	Roweho ventil pro protilehlé kapsy [7].	29
obr. 2-15	Membránový ventil podle konstrukce Moshin [14].	29
obr. 2-16	Schéma ventilu s konstantním průtokem [6].	30
obr. 2-17	Ventil s nekonečnou tuhostí [6].	30
obr. 2-18	Hlavní části konstrukce Magellanova teleskopu [16].	31
obr. 2-19	Pilíř s pojezdovou dráhou ložiska [16].	32
obr. 2-20	Detail pojezdové dráhy [16].	32
obr. 2-21	Obrázek: a) segmentu ložiska uloženého na kotvách; b) seřizování spoje segmentů [18].	33

obr. 2-22	Obrázek: a) magnetického analyzátoru v Daresbury; b) axiálního HS ložiska s buňkami tvaru mezikruží [7].	33
obr. 2-23	Axiálně-radiální hydrostatické ložisko Zollern pro obráběcí stůl [19].	34
obr. 2-24	Řez hydrostatickou jednotkou znázorňující čep a tlakovou komoru pod kapsou [3].	35
obr. 2-25	Vodící kapsa [6].	35
obr. 2-26	Schéma a) <i>master</i> kapsy; b) <i>slave</i> kapsy [6].	36
obr. 2-27	Obrázek situace v kontaktu: a) ložiska s pevnou kapsou; b) ložiska s kapsou na elastické základně [22].	37
obr. 2-28	Řez otočnou kapsou na kuličce [23].	37
obr. 2-29	Obrázek a) bočního pohledu a b) pohledu shora na HS ložisko [24].	38
obr. 2-30	Schéma funkce ložiska dle patentu 131515 [25].	39
obr. 2-31	Obrázek: a) pohledu na segmenty ložiska; b) řezu A-A; c) řezu B-B [26]. .	40
obr. 2-32	Obrázek řezu axiálního hydrostatického ložiska a částečného čelního pohledu [27].	41
obr. 2-33	Schéma hydraulického okruhu axiálního HS ložiska [6].	42
obr. 2-34	Řez zubovým hydrogenerátorem s vnějším ozubením [28].	43
obr. 2-35	Řez zubovým hydrogenerátorem s vnitřním ozubením a segmentem plnění [28].	44
obr. 2-36	Obrázek: a) řezu vakovým akumulátorem; b) řezu membránovým akumulátorem [12].	45
obr. 2-37	Hlavní části nádrže: 1 – sání, 2 – zpětné vedení, 3 – uklidňující přepážka, 4 – olejznak, 5 – vypouštění, 6 – čistící otvor, 7 – plnicí a odvzdušňovací filtr, 8 – snímací kryt hnací jednotky [12].	46
obr. 2-38	Obrázek: a) řezu tlakovým filtrem; b) řezu odpadovým filtrem [12].	47
obr. 2-39	Schéma vodního chlazení: 1 – trubičky, 2 – prostor s vodou, 3 – oddělovací stěna, 4 – vstup chladiva, 5 – výstup chladiva, 6 – vstup horké kapaliny, 7 – výstup ochlazené kapaliny [28].	48
obr. 2-40	Princip vzduchového chladiče: 1 – rám, 2 – oběžné kolo, 3 – elektromotor, 4 – vstup horké kapaliny, 5 – výstup ochlazené kapaliny, 6 – proudící vzduch [28].	48
obr. 2-41	Druhy uzavíracích elementů zpětného ventilu [12].	49
obr. 2-42	Přímo řízený pojistný ventil [12].	49

obr. 2-43	Obrázek: a) kuželového elementu; b) elementu tvaru trojúhelníkového otvoru [12].	50
obr. 2-44	Tichá napájecí jednotka: 1,2 – protihlukový kryt, 3 – filtr, 4 – elektromotor, 5 – nádrž tvaru U, 6 – vodní chladič, 7 – silentblok, 8 – hydrogenerátor [28].....	50
obr. 2-45	Objemový průtokoměr s ozubenými koly [12].	51
obr. 2-46	Obrázek: a) turbínového průtokoměru; b) lopatkového průtokoměru [12]..	51
obr. 2-47	Obrázek: a) trubicového manometru; b) pístového manometru; c) membránového manometru [12].	52
obr. 2-48	Schéma principu funkce snímače na elektrickém principu [12].	52
obr. 2-49	Umístění tenzometrů na membráně [12].	53
obr. 2-50	Obrázek hlavních částí momentového motoru [29].	54
obr. 2-51	Hnaný prstenec cévového převodu [31].	55
obr. 2-52	Princip funkce enkodéru [32].	56
obr. 2-53	Graf závislosti magnetické síly na vzduchové mezeře magnetu GT250B001 [33].	57
obr. 2-54	Klempířský stahovák ovládaný ruční pumpou [34].	58
obr. 4-1	Geometrie kruhové kapsy.	64
obr. 4-2	Geometrie obdélníkové kapsy.	65
obr. 4-3	Schématické zobrazení konceptu ložiska s pevnou kapsou.	67
obr. 4-4	Schématické zobrazení konceptu ložiska s kapsou uloženou na silentblocích.	68
obr. 4-5	Schématické zobrazení konceptu ložiska s kapsou uloženou na sférickém čepu s možností výškového nastavení.	69
obr. 4-6	Koncept hydraulického obvodu 4.2.2 a).	70
obr. 4-7	Koncept hydraulického obvodu 4.2.2 b).	71
obr. 4-8	Koncept hydraulického obvodu 4.2.2 c)	72
obr. 4-9	Symbyoly použitých hydraulických prvků.....	72
obr. 4-10	Schéma konceptu ovládání točny 1.	73
obr. 4-11	Schéma konceptu ovládání točny 2.	73
obr. 4-12	Schéma konceptu ovládání točny 3.	74
obr. 4-13	Schéma zatěžování pomocí elektromagnetu.	74
obr. 4-14	Schéma zatěžování pomocí hydraulického válce.	75

obr. 4-15	Schéma zatěžování pomocí síly v šroubu.	75
obr. 5-1	Finální návrh testovacího zařízení.	76
obr. 5-2	Finální podoba hydrostatické jednotky.	77
obr. 5-3	Obrázek: a) graf závislosti součinitelů na geometrii kapsy pro obdélníkovou buňku; b) geometrie obdélníkové kapsy [38].	78
obr. 5-4	Obrázek: a) 3D pohledu na kapsu; b) pohledu z hora na kapsu.	81
obr. 5-5	Řez kapsou znázorňující vyosení vtokových otvorů (3) vůči centrální pozici kapsy.	82
obr. 5-6	Řez kapsou znázorňující otvor pro zavedení jímky do buňky.	82
obr. 5-7	Obrázek: a) 3D pohledu na rozváděcí blok; b) pohledu z hora na rozváděcí blok.	83
obr. 5-8	Řez rozváděcím blokem přes vtokové otvory.	84
obr. 5-9	Obrázek ložiskové části hydrostatické jednotky.	84
obr. 5-10	Řez zobrazující polohu jímek pro teplotní snímače.	85
obr. 5-11	Obrázek konfigurací hydrostatické jednotky: a) na silentblocích; b) na pevno.	86
obr. 5-12	Pohled zepředu na hydrostatickou jednotku v konfiguraci na silentblocích.	86
obr. 5-13	Schéma rozložení sil působící na vyměnitelný segment	87
obr. 5-14	Výňatek ze schématu: uzel hlavní nádrže a čerpadla.	88
obr. 5-15	Výňatek ze schématu: větev akumulátoru (II).	90
obr. 5-16	Výňatek ze schématu: větev ložiska (III).	91
obr. 5-17	Schématické znázornění hadic: a) kapsa rovnoběžná s agregátem; b) kapsa pootočená o 45°	92
obr. 5-18	Výňatek ze schématu: odpadní větev (IV).	93
obr. 5-19	Sestava běhounu a pohonu.	94
obr. 5-20	Obrázek segmentu běhounu: a) pohled na pojezdovou (horní) plochu, b) pohled na kluznou (spodní) plochu	95
obr. 5-21	MKP analýza vlivu tlaku ke zvednutí na deformaci kluzné plochy.	97
obr. 5-22	MKP analýza vlivu zatížení pojezdové plochy na deformaci.	97
obr. 5-23	MKP analýza vlivu provozního tlaku na deformaci	98
obr. 5-24	Schéma: s) geometrie cévového ozubení; b) geometrie zubové mezery palečného kola [42].	102

obr. 5-25	Celek zátěžného rámu.	105
obr. 5-26	Schéma sil působících na píst hydraulického válce.	106
obr. 5-27	Okrajové podmínky vstupující do analýzy základny válců.	107
obr. 5-28	MKP analýza napětí na základně hydraulických válců.	107
obr. 5-29	Okrajové podmínky aplikované na zátěžný rám.	108
obr. 5-30	Analýza napětí zátěžného rámu; a) detail horní (zatížené) plochy, b) detail spodního pohledu.	109
obr. 5-31	Obrázek pojezdového rámu.	110
obr. 5-32	Obrázek pohledu na dvojici pojezdových koleček.	110
obr. 5-33	Obrázek řezu zátěžným uzlem.....	111
obr. 5-34	Schéma tuhostí v systému testeru.	112
obr. 5-35	Fixační konstrukce pojezdového rámu.	112
obr. 5-36	Obrázek upínacího prostoru testovacího zařízení.....	113

11 SEZNAM TABULEK

tab. 2-1	Rozdělení průmyslových maziv dle viskozity [6].	23
tab. 2-2	Tabulka pro první písmeno: zařazení oleje podle hlavního způsobu využití dle DIN 51 502 (výběr) [11].	24
tab. 2-3	Tabulka pro následující písmeno: zušlechťující přísady [11].	24
tab. 2-4	Rozdělení hydraulických olejů (výběr) [11].	25
tab. 4-1	Zadané parametry modelového ložiska	62
tab. 5-1	Vstupní hodnoty do výpočtu HS ložiska.	77
tab. 5-2	Tabulka výhod a nevýhod umístění kapes vůči hydraulice.	92
tab. 5-3	Vstupní parametry pro výpočet momentů setrvačnosti	99
tab. 5-4	Vstupní parametry pro výpočet třecích momentů.	100
tab. 5-5	Vstupní parametry do výpočtu cévového převodu.	102

12 SEZNAM PŘÍLOH

12.1 Výkresy

Příloha 1.	TESTOVACÍ ZAŘÍZENÍ	HSL110 – 00/00
Příloha 2.	HYDROSTATICKÁ JEDNOTKA	HSL110 – 01/00
Příloha 3.	POHONNÝ RÁM	HSL110 – 02/00
Příloha 4.	ZÁTĚŽNÝ RÁM	HSL110 – 03/00
Příloha 5.	HYDROSTATICKÁ KAPS	HSL110 – 01/01
Příloha 6.	ROZVÁDĚCÍ BLOK	HSL110 – 01/02
Příloha 7.	BĚHOUN	HSL110 – 02/01

12.2 Schémata

Příloha 8.	SCHÉMA HYDRAULICKÉHO OKRUHU LOŽISKA
------------	-------------------------------------

12.3 Tabulky

Příloha 9.	MATERIÁLOVÉ CHARAKTERISTIKY
------------	-----------------------------

12.4 Katalogy

Příloha 10.	SNÍMAČ POLOHY
Příloha 11.	SNÍMAČ SÍLY
Příloha 12.	MADLO
Příloha 13.	ZÁSTRČNÝ ČEP
Příloha 14.	SILENTBLOK
Příloha 15.	TERMOČLÁNEK
Příloha 16.	POJEZDOVÉ KOLO
Příloha 17.	PRUŽINA